



Universidad
Carlos III de Madrid

Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica
Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

ESTUDIO TENSIONAL DE LOS ANCLAJES DE ESCALADA FRENTE A UNA CAÍDA ESTÁTICA O DINÁMICA

Autor: Víctor Mira Arévalo

Tutor: Alejandro Quesada González

Leganés, Julio de 2011

Título: ESTUDIO TENSIONAL DE LOS ANCLAJES DE ESCALADA FRENTE A UNA CAÍDA ESTÁTICA O DINÁMICA

Autor: Víctor Mira Arévalo

Director: Alejandro Quesada González

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Resumen

Este documento trata sobre el estudio tensional de los anclajes (seguros) utilizados en la escalada deportiva. Debido a la importancia de estos elementos se intentará conocer su comportamiento al producirse una caída y establecer qué parámetros deberían ser modificados para mejorar su vida útil.

Se partirá de la fuerza de rozamiento en el freno, que es el elemento que detiene la caída, como primer parámetro de estudio. Será necesario comparar y analizar el comportamiento de los anclajes al producirse una caída, siendo detenida por un freno estático primero y posteriormente por uno dinámico.

Para ello en este proyecto se modela con Solid Edge tres tipos diferentes de anclaje y se suponen tres posiciones distintas que se establecerán al simular la caída. Dicha simulación se realizará mediante un método de elementos finitos, siendo ANSYS en su entorno Workbench el elegido.

Por último se realiza una comparación entre los diagramas de tensiones obtenidos para cada anclaje y orientación, con el fin de averiguar en que circunstancia y bajo qué parámetros los anclajes se comportan de mejor manera.

Palabras clave: Escalada, chapa, anclaje, freno dinámico, ANSYS Workbench

Abstract

This document deals with the stress study of the anchors (protection) used in professional climbing. Due to the importance of these elements we will try to predict their behaviour when a fall occurs and establish which parameters should be modified to improve their useful life.

The frictional force on the brake, which is the element that stops the fall, will be used as the first studied parameter . It will be necessary to compare and analyze the behaviour of anchors when a fall occurs, being stopped by a static brake first and then by a dynamic brake.

It is necessary in this work to model three different anchor types positioned in three different ways to simulate a fall. This simulation will be developed by using the Finite Element Method, with ANSYS Workbench.

Finally, a comparison between the stress diagrams obtained for each anchor and orientation, is carried out to find what circumstances the anchors parameters work better.

Keywords: Climb, anchors, dynamic brake, ANSYS Workbench

Índice general

1 Introducción y objetivos	1
1.1 Objetivos.	2
1.2 Fases del proyecto	2
2 Conceptos preliminares.	4
2.1 Conceptos básicos de la escalada.	4
2.2 Elementos empleados o estudiados.	5
2.2.1 Mosquetón.	5
2.2.2 Anclajes.	6
2.2.3 Chapa o plaqueta.	8
2.2.4 Sistema de frenado.	11
2.3 Dinámica de la caída.	13
2.4 Método de elementos finitos.	14
2.4.1 Introducción	14
2.4.2 Procedimiento de trabajo en MEF.....	14
2.5 Introducción a ANSYS Workbench.....	16
2.5.1 Creación de una simulación en ANSYS Workbench.....	16
2.5.2 Ejemplo de desarrollo de una simulación	17
3 Estudio de la dinámica de la caída.....	19
3.1 Desarrollo teórico.....	19
3.2 Desarrollo práctico.	25
3.2.1 Objetivo.....	25
3.2.2 Material.	25
3.2.3 Procedimiento a seguir.	25
3.2.4 Datos obtenidos.	26
3.3 Conclusiones	35
4 Estudio tensional	36
4.1. Técnica de modelización.....	36
4.2 Chapa marca Faders	37
4.2.1 Modelado en Solid Edge	37
4.2.2 Caracterización del contacto	40
4.2.3 Orientación ideal	46
4.2.4 Orientación opuesta.....	56
4.2.5 Orientación Horizontal.....	62
4.3 Chapa marca Fixe.....	70
4.3.1 Modelado en Solid Edge	70
4.3.2 Orientación ideal.	72
4.3.3 Orientación opuesta.....	76
4.3.4 Orientación horizontal.....	79
4.4 Chapa marca Néstor	85
4.4.1 Modelado en Solid Edge	85
4.4.2 Orientación ideal	87
4.4.3 Orientación opuesta.....	92
4.4.4 Orientación horizontal.....	96
4.5 Estudio tensional con freno dinámico	99
4.5.1 Desarrollo teórico.....	99

4.5.2 Simulación en ANSYS	103
5 Resultados	113
5.1 Chapa Faders	113
5.2 Chapa Fixe	114
5.3 Chapa Néstor	115
5.4 Verificación de resultados	116
5.4.1 Chapa Faders orientación ideal	117
5.4.2 Chapa Faders orientación horizontal.....	118
5.4.3 Chapa Néstor orientación horizontal.....	120
5.4.4 Resultados aplicando el freno dinámico	121
6 Conclusiones y trabajo futuro.....	123
6.1 Conclusiones	123
6.2 Trabajo futuro.....	124
Presupuesto	126
Bibliografía	128
Anexos	

Anexo I: Plano del modelado de la chapa Faders.

Anexo II: Plano del modelado de la chapa Fixe.

Anexo III: Plano del modelado de la chapa Nestor.

Índice de figuras

Figura 1.1 - Fases del proyecto.....	2
Figura 2.1 - Mosquetón de seguridad	5
Figura 2.2 - Tensor	6
Figura 2.3 - Anclaje químico en pared	6
Figura 2.4 - Anclaje mecánico parabolt.....	7
Figura 2.5 - Conjunto parabolt- chapa.....	8
Figura 2.6 - Chapa sobre pared.....	8
Figura 2.7 - Ilustración de la norma UIAA 123	10
Figura 2.8 - Esquema de funcionamiento del Gri-gri de Petzl	12
Figura 2.9 - Representación de caída.....	13
Figura 2.10 - Project schematic	16
Figura 2.11 - Opciones de cálculo para ANSYS Workbench	16
Figura 2.12 - Esquema de la simulación en Workbench	17
Figura 3.1 - Esquema de una caída.....	20
Figura 3.2 - Factor de caída	22
Figura 3.3 - Representación primer ensayo	26
Figura 3.4 - Colocación del Freno	27
Figura 3.5 - Masa suspendida	27
Figura 3.6 - Freno cuerda auxiliar	27
Figura 3.7 - Representación segundo ensayo	28
Figura 3.8 - Freno inactivo	29
Figura 3.9 - Freno activo	29
Figura 3.10 - Representación tercer ensayo.....	29
Figura 3.11 -Daños en la mochila que elevaba la masa	30
Figura 3.12 - Representación gráfica de la Froz en función de la altura de la caída y el primer ángulo	33
Figura 3.13 - Representación gráfica de la Froz en función de la altura de la caída y el segundo ángulo.....	33
Figura 3.14 - Representación gráfica de la Froz en función de la altura de la caída y el tercer ángulo	34
Figura 4.1 - Chapa Faders real	37
Figura 4.2 - Chapa Faders modelada	37
Figura 4.3 - Plano en papel.....	38
Figura 4.4 - Plano en Solid Edge.....	38
Figura 4.5 - Creación pieza plana Faders	39
Figura 4.6 - Primer vaciado Faders	39
Figura 4.7- Segundo vaciado Faders	39
Figura 4.8 - Doblado de la chapa Faders	39
Figura 4.9 - Distribución de la fuerza.....	40
Figura 4.10 - Efecto polea dado por la marca Beal	44
Figura 4.11 - Chapa Faders posición ideal	46
Figura 4.12 - Representación en Solid Edge del contacto entre chapa y mosquetón	47
Figura 4.13 - Distribución de la fuerza dividida en segmentos de aplicación.....	48
Figura 4.14 - Segmentación del contacto en Solid Edge.....	48
Figura 4.15 - Representación de la distribución de la fuerza en el espa.....	50
Figura 4.16 - Aplicación de la fuerza en ANSYS Workbench.....	52
Figura 4.17 - Mallado chapa Faders	52

Figura 4.18 - Detalle de malla	52
Figura 4.19 – Diagrama de tensión chapa Faders ideal.....	53
Figura 4.20 - Deformada chapa Faders posición ideal	53
Figura 4.21 - Curva tensión vs deformación	54
Figura 4.22 - Parámetros de convergencia	54
Figura 4.23 – Diagrama de tensión Faders en comportamiento no lineal ideal	55
Figura 4.24 - Deformada de la chapa Faders en comportamiento no lineal ideal	55
Figura 4.25 - Chapa Faders en la posición opuesta	56
Figura 4.26 - Representación del contacto en Solid Edge	57
Figura 4.27 – Disposición de las fuerzas en la orientación opuesta en la Faders.....	59
Figura 4.28 - Diagrama de tensión para la orientación opuesta en la Faders	59
Figura 4.29 - Deformada de la chapa Faders en la posición opuesta	60
Figura 4.30 - Diagrama de tensiones en Faders , orientación opuesta y comportamiento no lineal	60
Figura 4.31 - Deformada de la chapa en la posición opuesta para la chapa Faders en comportamiento no lineal	61
Figura 4.32 - Representación de la chapa en la orientación horizontal	62
Figura 4.33 - Contacto entre chapa y mosquetón	63
Figura 4.34 - Contacto real entre chapa y mosquetón	63
Figura 4.35 - Representación del contacto real en Solid Edge (Faders).....	64
Figura 4.36 - Representación del contacto interior en Solid Edge (Faders).....	65
Figura 4.36 - Representación del contacto exterior en Solid Edge (Faders)	66
Figura 4.37 - Simulación de la chapa en posición horizontal.....	67
Figura 4.38 – Diagrama de tensiones en la posición horizontal (Faders).....	68
Figura 4.39 - Diagrama de tensiones en la posición horizontal y comportamiento no lineal para la chapa Faders.....	68
Figura 4.40 - Deformada de la chapa en la posición horizontal para la chapa Faders en comportamiento no lineal	69
Figura 4.41 - Fixe real	70
Figura 4.42 - Fixe simulada.....	70
Figura 4.43 - Fixe sobre papel	70
Figura 4.44 - Plano Fixe en Solid Edge.....	70
Figura 4.45 - Creación pieza plana Fixe.....	71
Figura 4.46 - Primer vaciado Fixe	71
Figura 4.47 - Segundo vaciado Fixe	71
Figura 4.48 - Doblado de la chapa Fixe	71
Figura 4.49 - Representación del contacto real en Solid Edge para la chapa Fixe.....	72
Figura 4.50 - Representación de los tramos en Solid Edge	72
Figura 4.51 - Diagrama de tensiones para la chapa Fixe en la posición ideal.....	74
Figura 4.52 - Diagrama de tensiones para el comportamiento no lineal fuerza para la chapa Fixe orientación ideal	75
Figura 4.53 - Deformada de la chapa en la posición ideal fuerza para la chapa Fixe	75
Figura 4.54 - Representación del contacto entre chapa y mosquetón para la chapa Fixe en la orientación opuesta	76
Figura 4.55 - Diagrama de tensiones para la posición opuesta de la chapa Fixe	77
Figura 4.56 - Diagrama de tensiones para la posición opuesta en comportamiento no lineal para la chapa Fixe	78
Figura 4.57 - Representación de la deformada en comportamiento no lineal para la chapa Fixe.....	78

Figura 4.58 - Representación del contacto entre chapa y mosquetón Fixe	79
Figura 4.59 - Ampliación de la zona de contacto	79
Figura 4.60 - Superficie de contacto exterior entre chapa y mosquetón chapa Fixe	80
Figura 4.61 - Superficie de contacto interior chapa y mosquetón para la chapa Fixe	81
Figura 4.62 - Diagrama tensional para la orientación horizontal de la chapa Fixe	82
Figura 4.63 - Diagrama de tensiones para la orientación horizontal de la chapa Fixe con comportamiento no lineal	82
Figura 4.64 - Representación de la deformada para la chapa Fixe en orientación horizontal	83
Figura 4.65 - Nueva superficie de contacto introducida en ANSYS	83
Figura 4.66 - Diagrama de tensiones en orientación horizontal para la chapa Fixe con comportamiento no lineal y superficie de contacto mayor	84
Figura 4.67 - Deformada en orientación horizontal para la chapa Fixe con comportamiento no lineal y superficie de contacto mayor	84
Figura 4.68 - Chapa Néstor	85
Figura 4.69 - Chapa Néstor en Solid Edge	85
Figura 4.70 - Plano Néstor en papel	85
Figura 4.71 - Néstor en Solid Edge	85
Figura 4.72 - Creación pieza plana Nestor	86
Figura 4.73 - Primer vaciado Nestor	86
Figura 4.74 - Segundo vaciado Nestor	86
Figura 4.75 - Doblado de la chapa Nestor	86
Figura 4.76 - Contacto real entre chapa y mosquetón	87
Figura 4.77 - representación del contacto en Solid Edge	87
Figura 4.78 - Primera proyección del contacto real sobre el teórico	88
Figura 4.79- Segunda proyección del contacto real sobre el teórico	88
Figura 4.80 - Representación del contacto teórico en Solid Edge	88
Figura 4.81 - Diagrama de tensiones en la posición ideal para la orientación ideal de la chapa Nestor	90
Figura 4.82 - Diagrama de tensiones en la orientación ideal en comportamiento no lineal para la chapa Nestor	91
Figura 4.83 - Deformada de la chapa en orientación ideal para la chapa Nestor en comportamiento no lineal	91
Figura 4.84 - Contacto en la chapa Faders	92
Figura 4.85 - Contacto en la chapa Néstor	92
Figura 4.86 - Representación del contacto en Solid Edge	92
Figura 4.87 - Diagrama tensional en la orientación opuesta para la chapa Nestor	94
Figura 4.88 - Diagrama tensional para el comportamiento no lineal de la chapa Nestor con orientación opuesta	95
Figura 4.89 - Representación de la deformación para la orientación opuesta de la chapa Nestor en comportamiento no lineal	95
Figura 4.90 - Representación de la orientación horizontal en la chapa Nestor	96
Figura 4.91 - Diagrama de tensiones en orientación horizontal para la chapa Nestor ...	97
Figura 4.92 - Diagrama de tensiones en comportamiento no lineal de la chapa Nestor en orientación horizontal	97
Figura 4.93 - Deformada de la chapa Nestor en posición horizontal en comportamiento no lineal	98
Figura 4.94 - Diagrama de tensiones para la orientación ideal aplicando el freno dinámico	103
Figura 4.95 - Deformada para la orientación ideal aplicando el freno dinámico	104

Figura 4.96 - Diagrama de tensiones para la orientación opuesta aplicando el freno dinámico	104
Figura 4.97 - Deformada para la orientación opuesta aplicando el freno dinámico....	105
Figura 4.98 - Diagrama de tensiones para la orientación horizontal aplicando el freno dinámico	105
Figura 4.99 - Deformada en la orientación horizontal y vista lateral de la misma aplicando un freno dinámico	106
Figura 4.100 - Diagrama de tensiones para la orientación ideal aplicando el freno dinámico en la chapa Fixe	106
Figura 4.101 - Deformada para la orientación ideal aplicando el freno dinámico para la chapa Fixe.....	107
Figura 4.102 - Diagrama de tensiones para la orientación opuesta aplicando el freno dinámico para la chapa Fixe	107
Figura 4.103 - Deformada para la orientación opuesta aplicando el freno dinámico para la chapa Fixe.....	108
Figura 4.104 - Diagrama de tensiones para la orientación horizontal aplicando el freno dinámico para la chapa Fixe	108
Figura 4.105 - Deformada en la orientación horizontal aplicando un freno dinámico para la chapa Fixe.....	109
Figura 4.106 - Diagrama de tensiones para la orientación ideal aplicando el freno dinámico en la chapa Nestor.....	109
Figura 4.107 - Deformada para la orientación ideal aplicando el freno dinámico para la chapa Nestor	110
Figura 4.108 - Diagrama de tensiones para la orientación opuesta aplicando el freno dinámico en la chapa Nestor.....	110
Figura 4.109 - Deformada para la orientación opuesta aplicando el freno dinámico para la chapa Nestor.	111
Figura 4.110 - Diagrama de tensiones para la orientación horizontal aplicando el freno dinámico para la chapa Nestor.....	111
Figura 4.111 - Deformada en la orientación horizontal aplicando un freno dinámico para la chapa Nestor.	112
Figura 5.1 - Distribución de la fuerza en el entorno clásico de ANSYS.....	117
Figura 5.2 - Diagrama de tensiones en el entorno clásico de ANSYS	117
Figura 5.3 - Diagrama de tensiones en el entorno clásico de ANSYS para la chapa Faders en orientación ideal	118
Figura 5.4 - Diagrama de tensiones en el entorno clásico de ANSYS para la chapa Faders, en la orientación horizontal.....	119
Figura 5.5 - Diagrama de tensiones en el entorno clásico de ANSYS para la chapa Faders, en la orientación horizontal y comportamiento no lineal.....	119
Figura 5.6- Diagrama de tensiones con la fuerza aplicada solo en el interior para la chapa Faders y orientación horizontal.....	120
Figura 5.7- Diagrama de tensiones en el entorno clásico de ANSYS para la chapa Nestor y orientación horizontal	121

Índice de tablas

Tabla 2.1 - Tipos de elementos.....	15
Tabla 3.1 - Datos de altura y deslizamiento para el primer ensayo.....	26
Tabla 3.2 - Datos de altura y deslizamiento para el segundo ensayo	28
Tabla 3.3 - Datos de altura y deslizamiento para el tercer ensayo	30
Tabla 3.4 - Valor del deslizamiento masa 23,5Kg	30
Tabla 3.5 - Valor del deslizamiento masa 29,5Kg	30
Tabla 3.6 - Obtención de K	31
Tabla 3.7 - Froz primer ángulo	32
Tabla 3.8 - Froz segundo ángul	32
Tabla 3.9 - Froz tercer ángulo	32
Tabla 3.10 - Obtención de la Froz. con la segunda masa	34
Tabla 3.11 - Obtención de la Froz con la tercera masa	34
Tabla 4.1 - Obtención de la fuerza de choque variando los parámetros más importantes	42
Tabla 4.2 - Fuerzas de choque ordenadas por magnitud	43
Tabla 4.3 - Fuerza de choque final	44
Tabla 4.4 - Magnitud de cada tramo de segmentación	49
Tabla 4.5 - Valor de la fuerza por tramos de asignación	49
Tabla 4.6 - Comprobación de la fuerza	49
Tabla 4.7 - Valor de la presión por tramo de asignación.....	50
Tabla 4.8 - Valor de los tramos de asignación de la fuerza en la posición opuesta	57
Tabla 4.9 - Fuerzas por tramos de asignación en la posición opuesta.....	58
Tabla 4.10 - Presiones por tramos de asignación en la posición opuesta.....	58
Tabla 4.11 - Valor de los tramos de asignación de la fuerza en la posición horizontal .	65
Tabla 4.12 - Valor de la fuerza en cada tramo para la posición horizontal	66
Tabla 4.13 - Valor de los tramos de asignación de la fuerza en la posición horizontal .	67
Tabla 4.14 - Valor de la fuerza en cada tramo para la posición horizontal	67
Tabla 4.15 - Valor de los tramos de asignación de la fuerza para la chapa Fixe orientación ideal	73
Tabla 4.16 - Fuerzas por cada tramo de asignación fuerza para la chapa Fixe orientación ideal	73
Tabla 4.17 - Presiones por cada tramo de asignación fuerza para la chapa Fixe orientación ideal	74
Tabla 4.18 - Tramos de asignación de la fuerza fuerza para la chapa Fixe orientación opuesta.....	76
Tabla 4.19 – Valor de la fuerza por tramos para la chapa Fixe orientación opuesta.....	77
Tabla 4.20 - Tramos de asignación de la fuerza para la chapa Fixe orientación horizontal, cara exterior.....	80
Tabla 4.21 - Valor de la fuerza por tramos para la chapa Fixe orientación horizontal, cara exterior	80
Tabla 4.21 - Tramos de asignación de la fuerza para la chapa Fixe orientación horizontal, cara interior.....	81
Tabla 4.22 – Valor de la fuerza por tramos para la chapa Fixe orientación horizontal, cara interior.....	81
Tabla 4.23 - Tramos de asignación de la fuerza para la orientación ideal de la chapa Nestor	89

Tabla 4.24 - Valor de las fuerzas por tramo de aplicación para la orientación ideal de la chapa Nestor	89
Tabla 4.25 - Comprobación de la fuerza en la chapa Nestor.....	90
Tabla 4.26 - Valor de las presiones para la posición ideal para la orientación ideal de la chapa Nestor	90
Tabla 4.27 - Valor de los tramos en los que se divide el contacto para la orientación opuesta de la chapa Nestor.	93
Tabla 4.28 - Valor de las fuerzas por tramo de aplicación para la orientación opuesta de la chapa Nestor.	93
Tabla 4.29 - Comprobación de la fuerza para la orientación opuesta de la chapa Nestor	93
Tabla 4.30 - Valor de las presiones por tramo de aplicación para la orientación opuesta de la chapa Nestor.....	94
Tabla 4.31 - Comparativa entre fuerzas con y sin freno primer ángulo	99
Tabla 4.32 - Comparativa entre fuerzas con y sin freno segundo ángulo	100
Tabla 4.33 - Comparativa entre fuerzas con y sin freno tercer ángulo.....	100
Tabla 4.34 - Comparativa entre fuerzas con y sin freno segunda masa	100
Tabla 4.35 - Comparativa entre fuerzas con y sin freno tercera masa.....	100
Tabla 4.36 - Valor de la mejora usando el freno dinámico	101
Tabla 4.37 - Valor medio de la mejora usando el freno dinámico	101
Tabla 4.38 - Ejemplo de valores a introducir	101
Tabla 4.39 - Valor de la mejora del uso del freno dinámico en un caso real	102
Tabla 4.40 - Valor medio de la mejora usando el freno dinámico	102

1 Introducción y objetivos.

La escalada, es un deporte que suma adeptos año tras año debido principalmente a la apertura de rocódromos en muchos pabellones o zonas deportivas. No es un deporte complicado de inicio, pero requiere aprender ciertas maniobras que implican un gran riesgo.

Por este motivo la seguridad es un factor muy a tener en cuenta en el mundo de la escalada. En la actualidad todas las empresas invierten capital en mejorar sus productos o diseñar nuevos que hagan la práctica de este deporte más segura. Por este motivo aún siendo un deporte de riesgo, se producen pocos accidentes con graves consecuencias.

En los últimos años las mayores innovaciones en lo referente a la seguridad, se han producido en el sistema de frenado. Antes de profundizar en este elemento se ha de comentar todo el material necesario para escalar y así entender su función.

Dentro de todo el material disponible, se puede distinguir el que depende del escalador y el que es ajeno al mismo. Todos en conjunto conforman la cadena de seguridad dinámica.

El material personal del escalador incluye de forma resumida: casco, cuerda, arnés, mosquetones y sistema de frenado. Dentro del material ajeno se encuentran los anclajes intermedios y las reuniones.

El sistema de frenado es el elemento que une directamente a los escaladores a través de la cuerda. La escalada no es un deporte individual, pues se depende de una persona en el suelo que asegure la ascensión.

Existen frenos automáticos, manuales, estáticos y dinámicos. Estos elementos pueden reducir las fuerzas transmitidas al escalador en la caída, y es este el motivo por el cual se ha invertido tanto en los últimos años para mejorar sus prestaciones.

Actualmente existe una competencia entre empresas por sacar el sistema de frenado más completo que aúne un frenado dinámico y automático. Siendo estos dos últimos años el periodo donde más se ha avanzado en este campo y han salido al mercado los primeros dispositivos que cumplen estas premisas.

Por este motivo en este proyecto se ha decidido estudiar la dinámica de la caída y entender cuales son los parámetros de los que depende, pues es necesario implantar de forma definitiva un sistema de frenado dinámico y automático.

Por otro lado se encuentra el material ajeno al escalador, este material se encuentra fijo en la pared de escalada. Son anclajes intermedios utilizados por el escalador para asegurarse y así evitar caer más metros en caso de caída. Estos elementos son las plaquetas, o más conocidos como chapas.

La industria no ha seguido avanzando en el diseño de nuevos anclajes, por lo que en este proyecto se realizará un estudio tensional de varios modelos para entender como se comportan en distintas situaciones. Con esta información se podrá en un futuro, realizar modificaciones si se viera necesario y mejorar los esfuerzos en la chapa.

1.1 Objetivos.

El objetivo principal del presente proyecto es simular y comprobar el comportamiento de los elementos de anclaje frente a una caída. Centrándose en el estudio de la chapa pues es el elemento más débil.

Para cumplir con este objetivo, se realizará un estudio tensional de diferentes modelos de chapa en varias orientaciones, eligiendo la orientación ideal, la opuesta a la misma y la más crítica.

Será necesario para la simulación, obtener una expresión de la dinámica de la caída y estudiar la importancia relativa de los parámetros de los que depende. Con la modificación de estos parámetros se podría mejorar la vida útil del elemento, siendo a priori la fuerza de rozamiento producida en el freno una variable muy a tener en cuenta.

Además para comprobar la importancia del uso de un freno dinámico y verificar la importancia de la fuerza de rozamiento en la caída, se comparará el comportamiento de las chapas en una caída con y sin el freno dinámico.

1.2 Fases del proyecto

Para la realización del presente proyecto se ha pasado por las siguientes fases como muestra la figura siguiente.

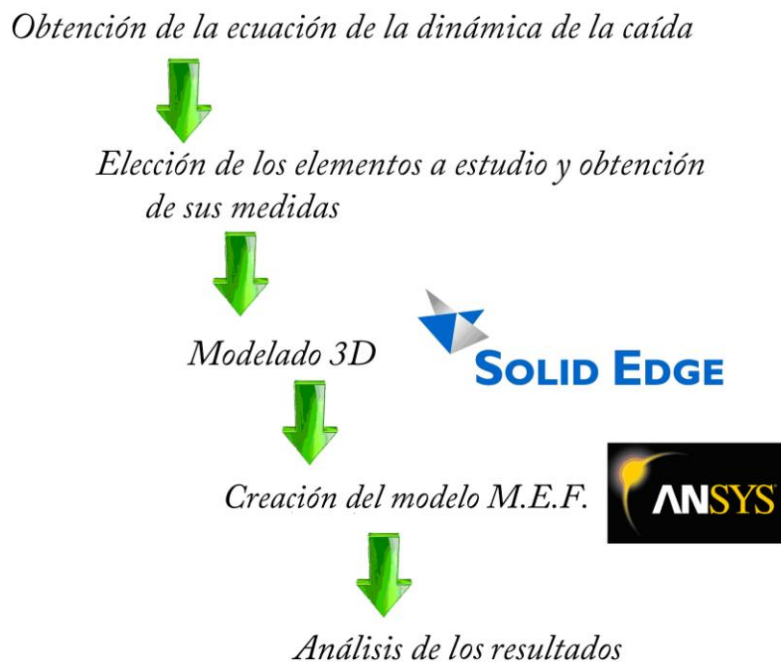


Figura 1.1 - Fases del proyecto

1 Obtención de la ecuación de la dinámica de la caída.

Tanto para una caída con freno estático como dinámico, se divide en parte teórica y parte práctica. Esta última necesaria para obtener parámetros como deslizamientos y alturas empleados en la obtención de la ecuación con freno dinámico.

2 Elección de los elementos a estudio y obtención de sus medidas.

Obtención de tres modelos de chapa geoméricamente muy diferenciados, y creación de los planos de estos elementos en función de mediciones directa sobre las piezas.

3 Modelado 3D.

Reproducción de la geometría original mediante un software de diseño, usando para ello Solid Edge.

4 Creación del modelo de Método de Elementos Finitos.

Creación del modelo M.E.F utilizando ANSYS en su entorno Workbench v12.

5 Análisis de los resultados

Realizadas las simulaciones para todas las chapas, se procede a realizar las verificaciones y comparaciones necesarias con la finalidad de obtener unas conclusiones sobre los datos obtenidos.

2 Conceptos preliminares.

En este capítulo se tratará de introducir al lector los conceptos básicos de la escalada, necesarios para comprender las suposiciones y cálculos realizados en el proyecto. Para ello se realizará una pequeña introducción sobre la escalada como deporte, y se explicarán en profundidad los elementos usados y estudiados durante el proyecto.

Además se dará una introducción al método de los elementos finitos acabando con una explicación de las características básicas del programa elegido para realizar la simulación.

2.1 Conceptos básicos de la escalada.

Este deporte nació como actividad derivada del montañismo considerándose exclusivamente un medio de entrenamiento. Fue en el siglo XIX cuando se calificó como deporte y se inició una evolución de los materiales y elementos usados [1].

Dentro de las distintas modalidades nos centraremos en la conocida como escalada deportiva, pues en esta modalidad se usan los elementos de seguridad a estudiar en este proyecto.

La escalada deportiva se caracteriza por utilizar anclajes fijos en la pared, ya sea mediante sistemas mecánicos (expansión) o químicos. De esta manera al reducir el riesgo, se permite centrarse más en la técnica y realizar pasos más difíciles.

Se practica en cordadas de dos, donde uno realizará la ascensión y el otro componente se encarga de asegurar desde el suelo o en una posición segura. El elemento de unión entre ambos es la cuerda, fijada a cada escalador con el arnés. El deportista que asciende ata directamente la cuerda a su arnés, mientras que el deportista que asegura, pasa la cuerda por el sistema de frenado y une éste, al arnés por medio de un mosquetón. Todos estos elementos conforman la cadena de seguridad dinámica.

Cada ruta de ascenso en la escalada se conoce como vía, está equipada con anclajes fijos intermedios y con una reunión al final. La reunión es un conjunto de mosquetones o argollas, que permite al escalador descender de la pared recuperando todo el material empleado en la ascensión.

El escalador que asciende en la pared ha de pasar la cuerda por los químicos o por las chapas según el equipamiento de la vía, para ello usa las cintas express. Estas cintas están formadas por dos mosquetones y un elemento de unión, para la realización de este proyecto se considerará este elemento como un único mosquetón.

El escalador pasará el mosquetón por la chapa y posteriormente la cuerda por el mismo. De este modo en una posible caída el escalador no llegará al suelo pues esta fijado en una posición intermedia.

Esto es válido siempre y cuando el deportista que se encuentra asegurando detenga la caída al parar de dar cuerda a su compañero. Esta detención de la cuerda se realiza gracias a los sistemas de frenado.

Básicamente de esta forma resumida se ha explicado lo necesario para entender que función tiene cada elemento, y la importancia de los mismos.

Para la realización de este proyecto es necesario explicar en profundidad los siguientes elementos.

2.2 Elementos empleados o estudiados.

2.2.1 Mosquetón.

Pieza con forma de anilla cuya función principal es conectar dos elementos. Según el material usado para su fabricación, su funcionalidad varía.



Figura 2.1 - Mosquetón de seguridad. [2]

Los de aluminio gracias a una buena relación resistencia peso, se usan para conexiones con el arnés o temporales con los anclajes. Los de acero, más pesados, se usan principalmente en los anclajes y reuniones.

Un mosquetón, debe incluir mediante grabado, su resistencia dada en KN . Esta resistencia puede incluir una o más de las siguientes especificaciones de resistencia mecánica [3]:

- Resistencia longitudinal con el gozne cerrado
- Resistencia longitudinal con el gozne abierto
- Resistencia transversal.

Siempre será mayor la resistencia longitudinal con el gozne cerrado que abierto, ya que un gozne cerrado confiere un punto adicional de resistencia respecto a uno abierto.

Valores medios para un mosquetón en particular pueden ser 22 *KN* , 8 *KN* y 10 *KN* para la resistencia longitudinal cerrado, abierto y la transversal respectivamente [4].

En lo referente al proyecto, el mosquetón será un elemento importante, pues trasmite la fuerza de la caída a la chapa. No se realizarán simulaciones sobre su comportamiento, pero será necesario estudiar su superficie de contacto con la chapa.

2.2.2 Anclajes.

Son los elementos adheridos a la pared de forma permanente, que sirven como punto para asegurar al escalador frente a caídas. Se emplean tanto en los seguros intermedios, como en las reuniones.

Para su colocación es necesario un taladro previo pero según se fijen estos a la roca, se pueden dividir dos grupos.

2.2.2.1 Anclajes químicos.

Son aquellos que usan sustancias químicas (resinas de alta adherencia) para fijar los elementos metálicos a la roca. Conforman el seguro en su totalidad, no es necesario añadir otro elemento para poder unir el mosquetón al mismo.



Figura 2.2 – Tensor. [5]

Al no existir presión contra la roca, poseen menos riesgo de rotura de esta, siendo el anclaje idóneo para rocas blandas.

Como se ha comentado anteriormente el anclaje químico se compone de un elemento metálico conocido como tensor (Figura 2.2) y por la resina que lo unirá a la roca. La instalación de este tipo de anclajes queda reflejada en la figura 2.3.



Figura 2.3 - Anclaje químico en pared Fuente: [3]

Las resistencias de estos anclajes varía desde los $25KN$ para los de métrica M10 y 70 mm de longitud, hasta los $40KN$ de la M12 y 100 mm de longitud [4].

En este proyecto no serán estudiados este tipo de anclajes.

2.2.2.2 Anclajes mecánicos.

Este tipo de anclaje se fija mediante presión interior en la roca, bien al fondo o bien a las paredes del agujero del taladro. Al existir presión en la roca, existen fuerzas interiores que pueden debilitar la roca alrededor del anclaje, por lo que hay que atender a la dureza de esta.

Las prestaciones de estos anclajes varían dependiendo de la métrica, longitud, tipo de expansión, material y por supuesto, de la roca en la que estén colocados.

Para la realización de este proyecto se explicará exclusivamente los anclajes de expansión por anillo.

A este tipo de anclajes corresponde el famoso “parabolt”, nombre que no pertenece a ningún anclaje, sino a una marca. Están compuestos de una varilla parcialmente roscada con un extremo acabado en cuña, llevando sobre él uno o más anillos (doble expansión) metálicos (figura 2.4).

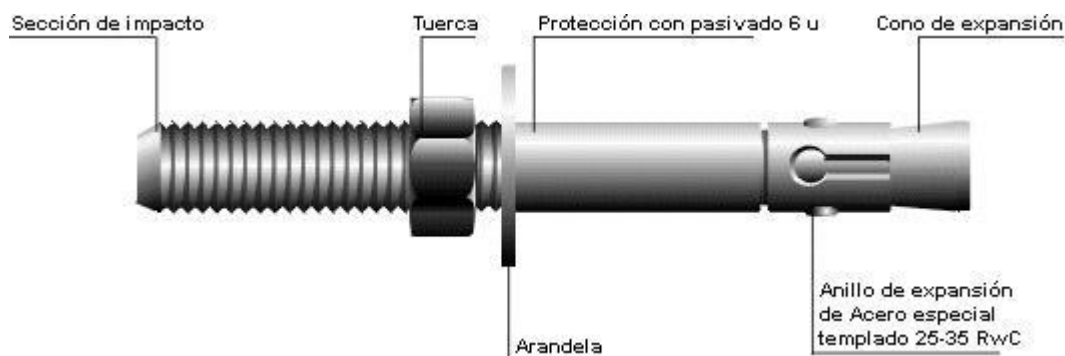


Figura 2.4 - Anclaje mecánico parabolt [3]

La fijación a la roca se consigue al girar la tuerca en la parte roscada de la varilla, pues todo el anclaje sale parcialmente hacia fuera menos el anillo metálico. Este al tocar las paredes de la roca se deforma y queda en su sitio montándose sobre la cuña.

La resistencia de estos anclajes varía desde $20KN$ para la métrica M10 y 70 mm de longitud, a los $30KN$ de la M12 y 115 mm de longitud [4].

Como se ve en la figura 2.4, este tipo de anclajes no pueden unirse al mosquetón sin un elemento auxiliar, este elemento es la plaqueta o chapa.

2.2.3 Chapa o plaqueta.

Este elemento es de suma importancia en rocódromos y en la escalada deportiva. Es necesario en los anclajes mecánicos como nexo de unión con el mosquetón, la chapa se sitúa en el extremo roscado del tornillo como muestra la figura 2.5.



Figura 2.5 - Conjunto parabolt- chapa. Fuente: Desnivel

La chapa se ha de colocar sobre una superficie plana de la pared, evitando salientes que puedan ejercer de concentrador de tensiones. Se debe roscar al parabolt por la parte que aflora de la roca como muestra la figura 2.6.



Figura 2.6 - Chapa sobre pared. [3]

La orientación de la chapa dependerá de su situación en la vía, pues es recomendable que el mosquetón quede colgando con la mayor superficie posible en contacto con el borde interior de la chapa. A veces se ha de ladear por incrementar la superficie de contacto entre pared y chapa, o por evitar que el mosquetón cuelgue en una posición peligrosa (gatillo en contacto con la pared).

Al producirse una caída, el escalador inicia un descenso hasta que la cuerda se tensa y lo detiene. Para disminuir este descenso el escalador pasa su cuerda por puntos intermedios gracias a las chapas y mosquetones. Por tanto este material es de vital importancia en la escalada.

Por este motivo se ha decidido realizar varias simulaciones para varios modelos de chapa como se explicará posteriormente. Además se ha avanzado relativamente poco en estos elementos en los últimos años, por lo que este proyecto puede servir de base para posibles modificaciones de los mismos.

No se realizan simulaciones de los mosquetones, pues la chapa es el elemento débil del dúo chapa-mosquetón, y es siempre la pieza que falla y rompe.

Por la importancia de estos elementos es importante conocer la normativa a la que están sujetos.

2.2.3.1 Norma UIAA 123 para protectores de escalada en roca de tipo chapa.

La norma que regula los protectores de escalada en roca es la UIAA 123 (2009), actualmente pasa por una revisión parcial que incluya a la protección de tipo chapa, tornillo y tuerca [6].

Las exigencias para este tipo de protección son:

- Resistencia mínima de cizallamiento de $25KN$
- Resistencia mínima de tracción de $20KN$
- Todos los cantos deben ser redondeados con un radio mínimo de $10mm$
- Espesor mínimo de $3mm$
- Redondeo de la superficie de contacto con el mosquetón como mínimo de $0,2mm$
- La apertura de la chapa debe ser suficientemente grande para el paso de dos cilindros, uno de $11mm$ y otro de $15mm$ de radio

This representation does not provide full details. Read the Note at the head of page 1.
© UIAA, Pit Schubert, Neville McMillan, 2009

Design requirements

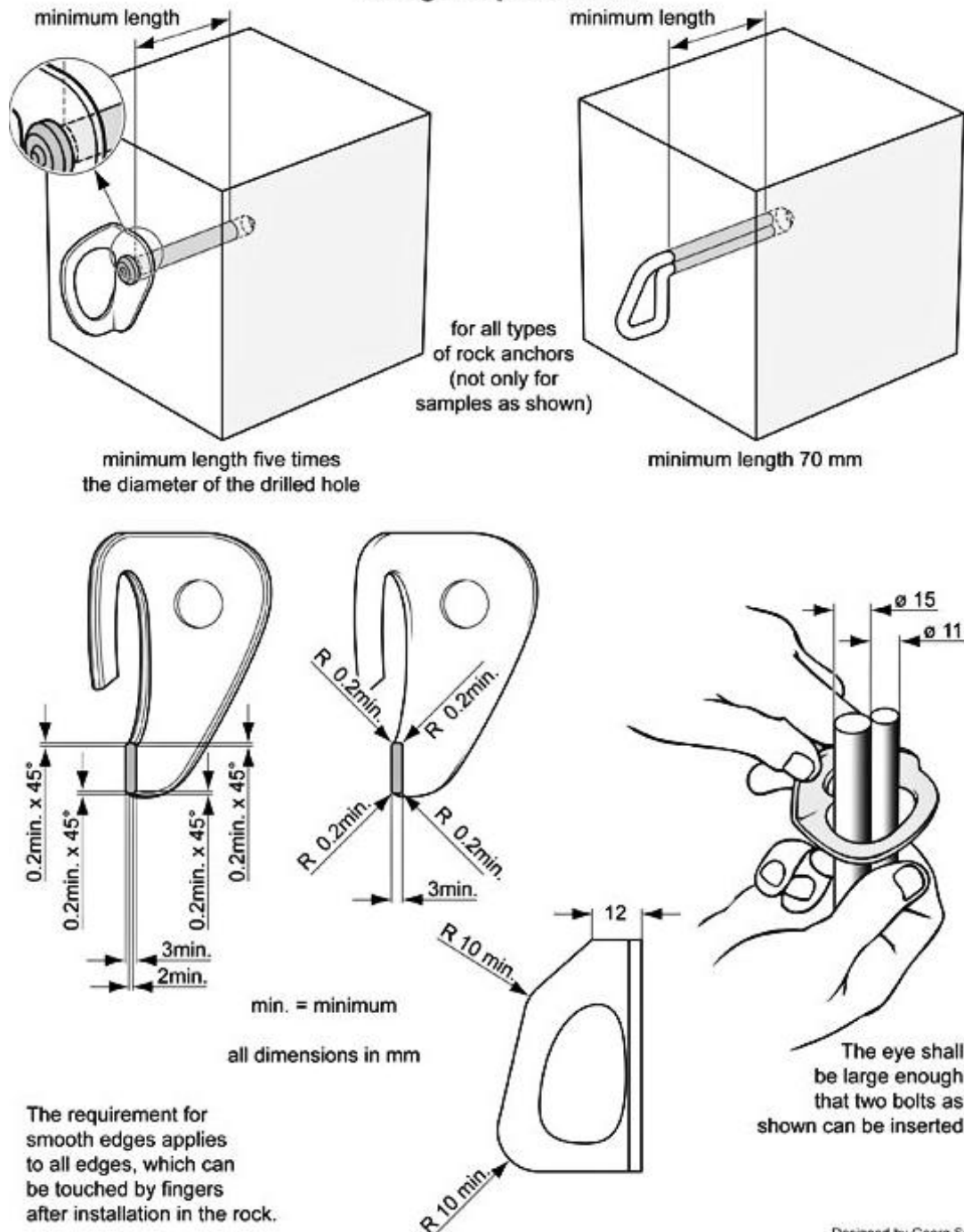


Figura 2.7 - Ilustración de la norma UIAA 123. [7]

Por su función, las chapas están sometidas a grandes fuerzas. Es recomendable reducir en lo posible las fuerzas en la caída para así elevar la vida útil de estos elementos. Una manera de esto es la utilización de un sistema de frenado dinámico, pues se disipa energía gracias al rozamiento.

2.2.4 Sistema de frenado.

Un elemento fundamental en la cadena de seguridad es el sistema para frenar la cuerda durante la caída. Existe multitud de aparatos que tienen sus ventajas y sus inconvenientes, diferenciándose principalmente en su capacidad de frenado y maniobrabilidad a la hora de dar o recoger cuerda.

Para la realización del proyecto la característica más importante será si es un freno dinámico o estático.

En una caída se generan fuerzas importantes, que serían causa de muerte en una persona si la detención fuera brusca. Si la cuerda es bloqueada durante la caída (estático), los elementos de la cadena y el propio escalador recibirán un fuerte impacto.

Por el contrario, si se permite deslizar la cuerda en el dispositivo de frenado (dinámico) reduciremos el choque que tendrá que soportar el escalador y los anclajes, pues se disipará energía en forma de calor.

En la actualidad existen buenos sistemas de freno dinámico, pero ninguno es automático, pues estos se definen como semiautomáticos. Por esto la industria en este sector sigue investigando y empresas como Petzl lanzan al mercado actualizaciones de sus sistemas de frenado con un comportamiento más dinámico.

Para la realización del ensayo de este proyecto se utilizó el sistema de frenado de la marca ya mencionada Petzl, en su primera versión, llamado Gri-gri. A continuación se especificarán sus características y su forma de frenado para entender su importancia.

Este dispositivo se considera automático, lo que le da una capacidad de frenado muy alta además de las mejoras en seguridad pues no depende del escalador. Pero convierte el aseguramiento en casi estático, por lo que aumenta las fuerzas en los anclajes.

Es el sistema más extendido en la práctica de la escalada por ser uno de los primeros dispositivos automáticos, por ese motivo se ha elegido en el proyecto para la realización del ensayo más adelante explicado. Aunque no se comporta como un freno dinámico puro, supondremos sus datos como válidos pues es de lo mejor que hay en el mercado dentro de los sistemas automáticos.

En la figura siguiente se muestra un dispositivo Gri-gri, este elemento irá unido al escalador que no asciende, y lo conectará con su compañero mediante la cuerda. Su funcionamiento es sencillo, cuanto más tiremos de la cuerda activa (marcada con un escalador), la leva bloqueará más la cuerda inactiva (marcada con una mano). Al producirse una caída, se producirá un tirón en la cuerda activa bloqueándose automáticamente.



Figura 2.8 - Esquema de funcionamiento del Gri-gri de Petzl. [3]

Existe un freno llamado Sum de la marca Faders, este dispositivo es vendido como automático y dinámico. Aunque el uso del aparato demuestra que estas afirmaciones son reales solo con cuerdas nuevas y situaciones ideales. Por lo tanto este sistema no se considera 100% dinámico, pues en la práctica de la escalada pocas veces se producen situaciones ideales de trabajo.

Es necesario ahora, explicar como se comportan todos estos elementos al producirse una caída.

2.3 Dinámica de la caída.

Se supone una situación como la mostrada en la figura 2.9, donde el escalador esta asegurado a un anclaje intermedio pero pierde agarre y cae.

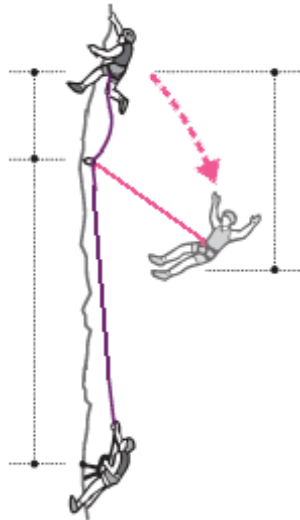


Figura 2.9 - Representación de caída. [8]

En la figura esta representada la ascensión de un escalador mientras su compañero le asegura desde una posición inferior. Se representa la cuerda y el anclaje intermedio donde se ha asegurado, el sistema de frenado y el mosquetón del anclaje no se reflejan pero se considerarán existentes para la explicación.

Al caer el escalador se produce una energía potencial hasta que la cuerda se tensa y detiene su caída, para la realización de este proyecto este hecho se resumirá como una fuerza. El valor de la fuerza dependerá de unos parámetros estudiados posteriormente.

Como se observa, gracias al anclaje intermedio el escalador no llega al suelo. Pero se produce un fuerte impacto sobre el anclaje, debido a la fuerza producida en el sistema de frenado y la acumulada por el escalador en su descenso.

En realidad no se ejerce directamente sobre el anclaje sino sobre el mosquetón y este lo transmite a la chapa. Este último elemento por tanto esta sometido a grandes fuerzas por lo que será importante realizar un estudio tensional para estudiar su comportamiento.

Para la realización de este proyecto podemos resumir este sistema en el dúo chapa-mosquetón, siendo necesario estudiar como se trasmite la fuerza entre ambos elementos y poder definir el valor de la fuerza.

Una vez explicado los conceptos básicos de la escalada y los elementos que intervienen, se realizará una introducción al método de elementos finitos.

2.4 Método de elementos finitos.

2.4.1 Introducción.

El método de los elementos finitos (MEF) se basa en la discretización de un problema continuo, es decir, transforma la geometría de un cuerpo continuo en un modelo segmentado del mismo.

Se divide la geometría en un conjunto de pequeños elementos sencillos, interconectados por una serie de puntos característicos llamados nodos. Los elementos pueden ser puntuales, lineales, superficiales, volumétricos, etc. y pueden estar en espacios de dos dimensiones o tres dimensiones.

De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que depende de un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

La solución de este sistema sigue las reglas de los problemas discretos, por lo que las incógnitas dejan de ser funciones matemáticas y pasa a ser el valor de estas funciones en los nodos, pues las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo registrarán también el del elemento.

En un problema de mecánica de sólidos, los desplazamientos en cada elemento están directamente relacionados con los desplazamientos nodales, y estos se relacionan a su vez con las deformaciones y las tensiones en los elementos. Por tanto relacionan las fuerzas que son necesarias ejercer en los nodos para producir esos desplazamientos.

Por esto, el MEF ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc, gobernados por ecuaciones diferenciales. Pues permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales.

Para la realización de este proyecto es muy importante el MEF, pues permite realizar una serie de simulaciones sin tener que realizar el ensayo correspondiente. De esta manera se pueden modificar parámetros y corregir de ser necesario.

Para ampliar este apartado se puede visitar la referencia [9] de donde se ha obtenido la mayor parte de la información de esta introducción.

2.4.2 Procedimiento de trabajo en MEF.

Con lo explicado anteriormente se entiende que el MEF convierte las condiciones de equilibrio en un conjunto de ecuaciones algebraicas, en función de los desplazamientos de los nodos. Una vez ha obtenido la solución de las ecuaciones, calcula las deformaciones y los esfuerzos de los elementos.

Cuantos más elementos se usen para representar la estructura, los esfuerzos se acercarán más al estado de equilibrio con las cargas aplicadas. Se puede resumir

entonces que un MEF se aproxima a la solución real del problema a medida que aumenta la densidad de elementos.

El procedimiento para resolver un MEF se puede resumir en los siguientes puntos:

1. **Modelado del problema.** Se debe diseñar la pieza o conjunto de piezas necesarias para el análisis del problema. Se puede dibujar directamente en el programa de MEF o realizar una importación de la geometría
2. **Definir las propiedades del material.** Se debe ajustar las propiedades de la pieza creada virtualmente, con las del modelo real
3. **Mallar el elemento.** Se trata de dividir el modelo en elementos, dependiendo el tipo de problema este elemento tendrá unas características.
4. **Aplicar condiciones de contorno y cargas externas.** Se deben incluir las restricciones del problema e introducir las cargas que producirán los esfuerzos y desplazamientos a estudio.
5. **Generar una solución.** Se debe resolver la simulación
6. **Post-proceso e interpretación de resultados.** Este paso es fundamental, pues se valora e interpreta los datos obtenidos. De esta manera se válida el proceso o se identifican los errores cometidos.

Se ha hablado de la importancia de los elementos en el MEF, por lo que es necesario elegir el adecuado en función del problema a resolver. Básicamente los tipos de elementos que se suelen usar son [9]:

Lineales	Plano	Solid
Link	Plane	Brick
Beam	Shell	Quad

Tabla 2.1 - Tipos de elementos

Se observa una primera división en función de la geometría de la pieza, dentro de esta división encontramos gran variedad de elementos siendo quizás estos los más relevantes. Además existiría otra subdivisión que diferenciaría a los elementos en función del número de nodos.

2.5 Introducción a ANSYS Workbench.

ANSYS Workbench es un revolucionario entorno de trabajo (MEF) que permite integrar en una sola herramienta desde los análisis preliminares más simples, hasta los más complejos estudios de detalle y validación. La eficacia del entorno se basa en tres pilares básicos [10]:

- Facilidad de manejo
- Automatización del proceso de simulación
- Transferencia de la información

Si se compara con el entorno clásico, se han mejorado las tecnologías de apoyo en el manejo de la geometría, mallado y post-proceso. Además de aumentar de manera considerable la velocidad de computación.

2.5.1 Creación de una simulación en ANSYS Workbench.

En este entorno las aplicaciones básicas están unidas de una forma innovadora llamada “*Project schematic*”. En lugar de ofrecer una simple lista de archivos, se presenta una visión integral del proyecto en forma de diagrama como se observa en la figura 2.10.

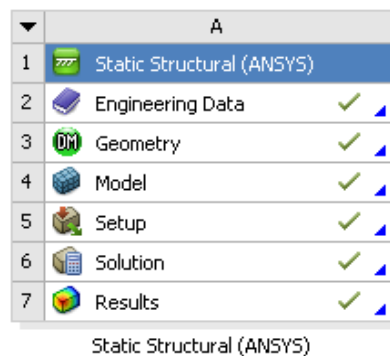


Figura 2.10 - Project schematic

Estos son los pasos necesarios para realizar una simulación con Workbench donde:

1 Analysis system. En este apartado se ajusta los procesos de cálculo a las características físicas del problema. Se debe caracterizar la simulación para ajustarse a una de las siguientes opciones dadas por ANSYS.

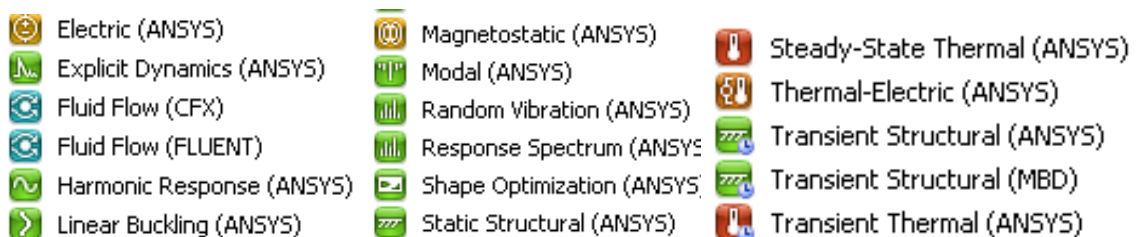


Figura 2.11 - Opciones de cálculo para ANSYS Workbench

2 Engineering data. Es la biblioteca de materiales dada por el programa, donde se deben señalar las válidas para el proyecto. Además permite realizar modificaciones e introducir nuevos materiales.

3 Geometry. En este apartado se crean las piezas, o en su defecto se importan. Se pueden generar piezas por extrusión, revolución, barrido, superficies, etc. Posee herramientas cómodas y potentes que lo diferencia y lo hace destacar del entorno clásico.

4 Model. Es el punto importante de la simulación. Donde se valida las propiedades del material, se introducen las cargas, las condiciones de contorno y se realiza el mallado. Debido a la importancia de este apartado se explicará más detalladamente a modo de ejemplo.

5 Setup. Permite acceder de forma directa a los parámetros más importantes de la simulación introducidos en el punto 4.

6 Solution. Una vez resuelta la simulación, nos da toda la información del proceso y los cálculos finales de forma numérica.

7 Results. Una vez terminada la simulación, permite acceder a los resultados gráficos de tensiones y deformaciones. Además de a ciertas herramientas que permiten realizar cálculos a fatiga o de comportamiento de las uniones.

2.5.2 Ejemplo de desarrollo de una simulación.

Debida a la importancia del punto 4, se explica de forma detallada la forma de realizar una simulación en ANSYS Workbench. Usando como ejemplo el esquema mostrado a continuación.

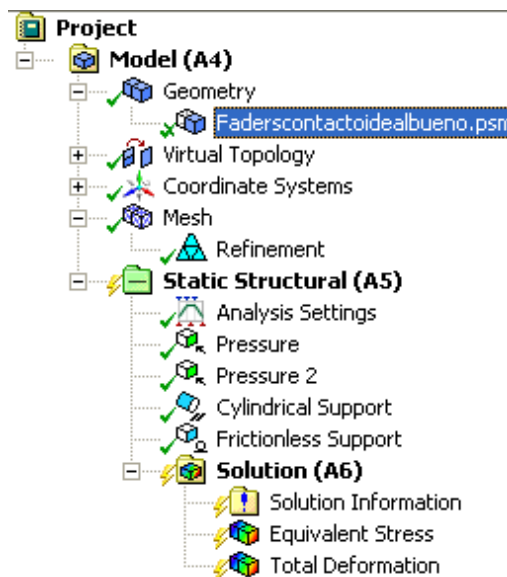


Figura 2.12 - Esquema de la simulación en Workbench

Lo primero es validar las propiedades de la pieza o conjunto de ellas. Para ello se asigna un material entre los anteriormente escogidos de la biblioteca, y se especifica el comportamiento lineal o no del mismo. Además se deben activar los efectos térmicos o crear una topología virtual si fuese necesario.

Posteriormente se realiza un mallado de la pieza, Workbench automatiza mucho este proceso por lo que es posible elegir el método pero no el tipo de elemento usado. Es muy recomendable este entorno en simulaciones donde se ha de refinar la malla en algún segmento de la pieza, pues las herramientas para esto son fáciles de manejar y efectivas

A continuación se deben introducir las cargas, apoyos y condiciones de contorno. Gracias al nuevo interfaz de ANSYS este proceso es mucho más sencillo y cómodo, sobretodo si se han de introducir fuerzas y presiones sobre áreas como ocurre en este proyecto.

En el caso de trabajar con un comportamiento no lineal, se deben introducir en “*analysis settings*” los criterios de convergencia, además de establecer los pasos e iteraciones.

En el apartado “*solution*”, se deben establecer a priori los resultados a calcular, a diferencia del post-proceso del entorno clásico. Todos los posibles resultados se dan en pantalla de forma cómoda donde las tensiones calculadas por Von Mises son las establecidas por defecto.

Concluidas las introducciones necesarias para este proyecto, se procederá a realizar el estudio de la dinámica de caída.

3 Estudio de la dinámica de la caída.

Una vez explicados los elementos que intervienen en la caída, se ha de estudiar ésta para obtener una ecuación con la que poder definirla. Será necesario obtener una ecuación aplicando un sistema de frenado dinámico y una ecuación sin aplicarlo.

Este estudio se dividirá en una parte teórica y en una parte práctica.

3.1 Desarrollo teórico.

Para el estudio de la dinámica de la caída en general, es necesario conocer la fuerza que se ejerce sobre el escalador (fuerza máxima), ésta repercute directamente en la fuerza que soportan los elementos que lo frenan.

Algunos fabricantes proporcionan ya esta fuerza máxima, llamada fuerza de choque, por lo que se intentará obtener una ecuación para poder ver los parámetros de los que depende.

Al buscar en las páginas de los fabricantes de cuerdas, alguna ya facilita no solo el valor máximo, sino la ecuación de la misma.

Para las cuerdas marca Beal se encuentra [11]:

$$F = m \cdot g + m \cdot g \sqrt{\frac{2 \cdot f \cdot k}{m \cdot g}} \quad (3.1)$$

Donde:

k se define como $k = E \cdot s$
E es el modulo de Young
s es la sección de la cuerda
f es el factor de caída

El factor de caída se define como $fc = \frac{\text{Altura caída}}{\text{Longitud cuerda}}$, y se explicará en

profundidad más adelante.

Aún teniendo ya una ecuación que describe la dinámica de la caída, se intentará obtener nuestra propia ecuación para obtenerla en función de los parámetros que nos interese variar o estudiar. Será necesario por lo tanto, partir de un balance de energía del escalador para poder obtener la ecuación

En primer lugar se calcula una caída no dinámica como indica la figura 3.1.

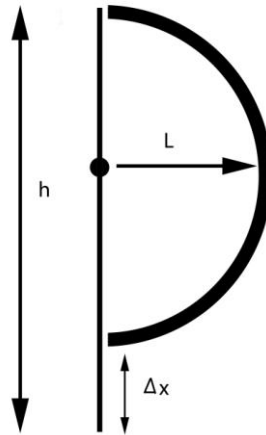


Figura 3.1 - Esquema de una caída

Suponiendo un frenado estático toda la energía acumulada en la caída será absorbida por los elementos elásticos:

$$E_{potencial} = E_{elastica} \quad (3.2)$$

Donde

$$E_{potencial} = m \cdot g \cdot h \quad (3.3)$$

Siendo

m la masa
g la gravedad
h la longitud de la caída

Además como vemos en la figura 3.1, $h = 2L + \Delta x$

Se ha de mencionar que L no es la longitud total de la cuerda, esta vendrá dada más adelante como L_{tot} .

Para obtener el otro termino de la ecuación 3.2, se supone el comportamiento de la cuerda como el de un muelle. Por lo tanto su energía elástica será:

$$E_{elastica} = \int_0^{\Delta x} F dx = \frac{1}{2} \cdot k \cdot \Delta x^2 \quad (3.4)$$

Siendo $F = k \cdot \Delta x$

Si se igualan las expresiones 3.3 y 3.4 se obtiene:

$$m \cdot g \cdot h = \frac{1}{2} \cdot k \cdot \Delta x^2 \Rightarrow m \cdot g \cdot (L + \Delta x) = \frac{1}{2} \cdot k \cdot \Delta x^2 \Rightarrow m \cdot g \cdot (L + \Delta x) = \frac{1}{2} \cdot F \cdot \Delta x$$

Si se despeja la F:

$$F = \frac{2 \cdot m \cdot g}{\Delta x} (L + \Delta x) = 2 \cdot m \cdot g \left(2 \frac{L}{\Delta x} + 1 \right) \quad (3.5)$$

Por lo que la fuerza depende de valores conocidos excepto los valores Δx y L

Si se intenta asemejar esta formula a la dada por el fabricante, debemos suponer la cuerda como un único material para así poder obtener su modulo de Young.

Por este motivo se supone que:

$$E = \frac{\text{Tensión}}{\text{deformación}} = \frac{\frac{F}{s}}{\frac{\Delta x}{L_{tot}}} \quad (3.6)$$

Se puede ahora con esta ecuación, introducir el modulo de Young al sustituir $\frac{F \cdot L_{tot}}{E \cdot s} = \Delta x$ en la ecuación (3.5)

Se Obtiene la siguiente nueva expresión:

$$F = 2 \cdot m \cdot g \left(2 \frac{L \cdot E \cdot s}{F \cdot L_{tot}} + 1 \right) \quad (3.7)$$

Al escribirla como ecuación de segundo grado se obtiene:

$$F^2 L_{tot} - 2 \cdot m \cdot g \cdot (E \cdot s \cdot L) - 2 \cdot m \cdot g \cdot F \cdot L_{tot} = 0 \quad (3.8)$$

Se resuelve la expresión, considerando solo el valor positivo de la ecuación de segundo grado.

$$F = \frac{2 \cdot m \cdot g \cdot L_{tot} + \sqrt{((2 \cdot m \cdot g \cdot L_{tot})^2 + 4 \cdot 4 \cdot m \cdot g \cdot E \cdot L \cdot s \cdot L_{tot})}}{2 \cdot L_{tot}} \quad (3.9)$$

Operando y simplificando queda:

$$F = mg + mg \sqrt{1 + \frac{4 \cdot E \cdot s \cdot L}{m \cdot g \cdot L_{tot}}} \quad (3.10)$$

Obteniendo así una fórmula parecida a la dada por el fabricante (3.1).

Se observa como el fabricante introduce el factor de caída, por lo que se intentará ahora introducir este parámetro.

El factor de caída se define como $fc = \frac{\text{Altura_caída}}{\text{Longitud_cuerda}}$

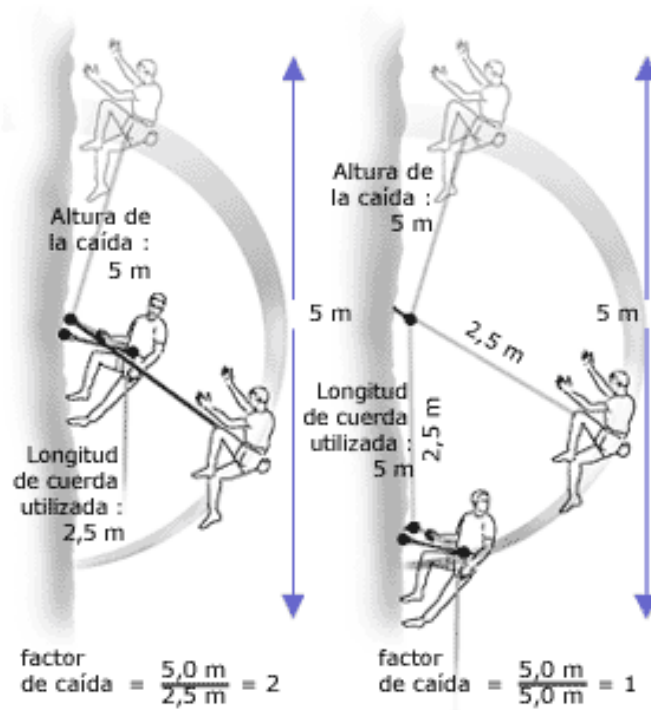


Figura 3.2 - Factor de caída [3]

Para ser consecuente con los nombres ya usados:

$$fc = \frac{\text{Altura_caída}}{\text{Longitud_cuerda}} = \frac{2 \cdot L}{L_{tot}} \quad (3.11)$$

Por lo que la ecuación final queda como:

$$F = mg + mg \sqrt{1 + \frac{2 \cdot E \cdot s \cdot f}{m \cdot g}} \quad (3.12)$$

Se ha obtenido así una ecuación muy parecida a la dada por el fabricante (3.1) y una metodología para obtenerla. Donde la diferencia fundamental se encuentra en el radicando, pues el fabricante en su ecuación (3.1) ha despreciado el término unitario por tener un valor mucho menor en comparación con el otro sumando.

Por lo que podremos escribir la fuerza de choque en función de los parámetros que queramos estudiar, quedando así caracterizada las fuerzas que actúan en la caída

No obstante, uno de los objetivos de este trabajo era estudiar la caída dinámica por lo que ahora existirá un deslizamiento y un rozamiento adicional, de este modo las ecuaciones anteriores quedan de la forma:

$$E_{potencial} = E_{elastica} + E_{roz} \quad (3.13)$$

$$m \cdot g \cdot (2 \cdot L + \Delta(x + d) + d) = \frac{1}{2} \cdot F \cdot \Delta(x + d) + F_{roz} \cdot d \quad (3.14)$$

Siendo el nuevo parámetro **d**, el deslizamiento

Despejando F queda:

$$F = \frac{2}{\Delta(x + d)} \cdot \left[m \cdot g \cdot (2 \cdot L + \Delta(x + d) + d) - F_{roz} \cdot d \right] \quad (3.15)$$

Si además sustituimos el incremento se obtiene:

$$\frac{\Delta(x + d)}{L_{tot} + d} = \frac{F}{E \cdot s} \longrightarrow \Delta(x + d) = \frac{F \cdot (L_{tot} + d)}{E \cdot s}$$

$$F = \frac{2 \cdot E \cdot s}{F \cdot (L_{tot} + d)} \cdot \left[m \cdot g \cdot \left(2 \cdot L + \frac{F \cdot (L_{tot} + d)}{E \cdot s} + d \right) - F_{roz} \cdot d \right] \quad (3.16)$$

Donde solo se desconocen E y Froz

Para calcular el módulo de Young de la cuerda, podemos suponer toda la cuerda como un único material pues las fibras internas se mantienen en perfecto estado para cuerdas nuevas.

Para obtener este módulo se usa la ecuación 3.7 un poco reorganizada, pues se toma un factor de caída máximo, por lo que $L = L_{tot}$ quedando:

$$F = 2 \cdot m \cdot g \left(2 \frac{E \cdot s}{F} + 1 \right) \quad (3.17)$$

Se supone una cuerda de 10mmn, un escalador de 80 Kg y al ser el factor de caída máximo, el valor de la fuerza viene dado por el fabricante como $F = 7600N$ [11]

Con estos valores se obtiene:

$$E = \frac{F - 2 \cdot m \cdot g}{4 \cdot m \cdot g \cdot s} F = 1.86 \cdot 10^8 N/m^2$$

Si se calcula por la fórmula proporcionada por Beal (3.1):

$$F = m \cdot g + m \cdot g \sqrt{\frac{2 \cdot f \cdot k}{m \cdot g}} \longrightarrow E = \left(\frac{F - m \cdot g}{m \cdot g} \right)^2 \cdot \frac{m \cdot g}{2 \cdot f \cdot s} \quad (3.18)$$

Si suponemos igual una cuerda de 10mm y el factor de caída más restrictivo $f=2$, obtenemos $E = 1.88 \cdot 10^8 N/m^2$ valor muy parecido.

De este modo la única incógnita que queda es la F_{roz} , para obtenerla se deben conocer valores de deslizamientos y longitudes de cuerda que no son proporcionados por los fabricantes.

Por este motivo se realizó un ensayo en el rocódromo para obtenerlos.

3.2 Desarrollo práctico.

Fue necesario un ensayo para obtener la fuerza de rozamiento en el dispositivo Gri-gri de Petzl, cuya estructura fue la siguiente.

3.2.1 Objetivo.

Usando el balance de energías, obtener diversos valores de la fuerza de rozamiento, cambiando varios parámetros durante el ensayo.

3.2.2 Material.

- Freno
- Mosquetones para el anclaje
- Bascula
- Mochila y peso (entre 15 y 30kg)
- Cordino escalado y cuerda secundaria
- Cuerda de 10mm de diámetro

3.2.3 Procedimiento a seguir.

Para obtener la fuerza se pueden cambiar parámetros como la altura, masa y el ángulo con la vertical. Este último será necesario pues en un uso normal del aparato este parámetro no se mantendrá constante.

Se colgara la masa en un extremo de la cuerda y se subirá hasta una altura Y_0 mientras en el otro se coloca el freno, aunque este sin empezar a actuar.

Ahora se marcará la cuerda que pasa por el freno, además se sujetará la cuerda de una forma ajena para impedir que el cuerpo caiga por su peso.

En este momento medimos la altura Y gracias al cordino escalado que cuelga de la masa, posteriormente con la cuerda secundaria levantamos la masa hasta una posición Y_1 , midiendo también esta altura. Luego se deja caer la masa y se mide la cuerda recorrida por el freno cuando la velocidad de la masa llega a cero.

Se realizaran 3 medidas para cada altura y se repetirá el calculo para diversas alturas, masas y ángulos con la vertical, obteniendo los valores que se dan a continuación.

Es importante que cuando la diferencia entre Y_1 y Y_0 sea grande, dejar descansar la cuerda unos minutos hasta que recuperé su forma inicial.

3.2.4 Datos obtenidos.

Para una masa de $15.1 \text{ kg} \pm 0.1$ constante se irá modificando el ángulo, inicialmente $\alpha=3.066$ donde $\alpha = \tan^{-1} \frac{d}{h}$ siendo h la altura y d la distancia del freno con la vertical. Como se observa en la figura 3.3 la altura tiene un valor de $h=8.40\text{m}$ y la distancia al freno $d=0.45\text{m}$.



Figura 3.3 - Representación primer ensayo

Inicialmente la altura será $Y_0 = 3\text{m}$ se irá dejando caer desde alturas superiores obteniendo la siguiente tabla.

Primera medida			Segunda medida			Tercera medida		
Y	Desliz.	Yfinal	Y	Desliz.	Yfinal	Y	Desliz.	Yfinal
4 m	4.5 cm	2.95 m	4 m	4.5 cm	2.95 m	4 m	4 cm	2.95 m
5 m	5 cm	2.95 m	5 m	5 cm	2.93 m	5 m	4.5 cm.	3 m
6 m	5.2 cm.	2.93 m	6 m	5.5 cm.	2.9 m	6m	6 cm.	2.96 m

Tabla 3.1 - Datos de altura y deslizamiento para el primer ensayo

El freno se dispuso de la siguiente manera (figura 3.4):



Figura 3.4 - Colocación del Freno



Figura 3.5 - Masa suspendida

Y el mecanismo para elevar la masa sin afectar al funcionamiento del freno fue el siguiente:

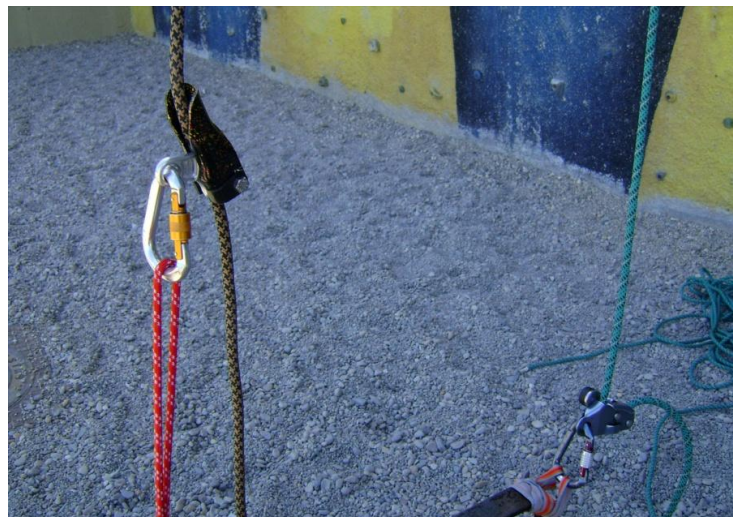


Figura 3.6 - Freno cuerda auxiliar

Siendo la cuerda verde la activa y estudiada, y la marrón la usada para elevar la masa.

A continuación se cambió el ángulo de la cuerda $\alpha = \tan^{-1} \frac{d}{h} = 9.8$

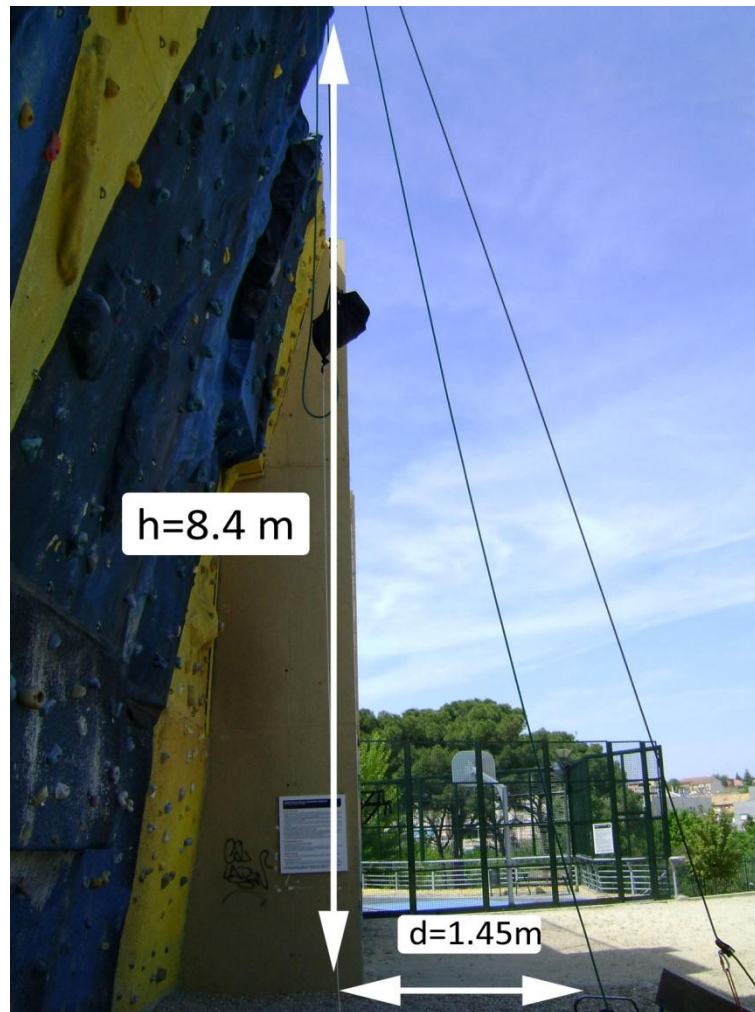


Figura 3.7 - Representación segundo ensayo

Debido al tiempo necesario para la primera parte del ensayo, se redujo la altura inicial para agilizar, quedando $Y_0=2m$.

Primera medida			Segunda medida			Tercera medida		
Y (m)	Desliz	Yf (m)	Y(m)	Desliz	Yf(m)	Y(m)	Desliz (cm.)	Yf(m)
3	5cm	1.99	3	3.8cm	1.98	3	4	1.99
4	5cm	1.98	4	4.5cm	1.98	4	4.5	1.98
5	5cm	1.98	5	4.7cm	1.99	5	6	1.96

Tabla 3.2 - Datos de altura y deslizamiento para el segundo ensayo

Para no perder la referencia de la cuerda, se tomaron todas las medidas desde el exterior del freno como indican las figuras siguientes.



Figura 3.8 - Freno inactivo



Figura 3.9 - Freno activo

A continuación se cambió otra vez el ángulo $\alpha = \tan^{-1} \frac{d}{h} = 16.2$



Figura 3.10 - Representación tercer ensayo

Obteniendo:

Primera medida			Segunda medida			Tercera medida		
Y (m)	Desliz. (cm.)	Yf (m)	Y(m)	Desliz (cm.)	Yf(m)	Y(m)	Desliz (cm.)	Yf(m)
3	4	1.99	3	4	1.98	-	-	-
4	4.5	1.98	4	4.7	1.98	-	-	-
5	6	1.96	5	5.5	1.97	-	-	-

Tabla 3.3 - Datos de altura y deslizamiento para el tercer ensayo

Con el fin de obtener más datos con los que trabajar, se cambió otro parámetro, en este caso, la masa. Reproduciendo el ensayo de $\alpha=3.066$ pero siendo $Y_0=2m$.

Primera masa de $23.5 \text{ kg} \pm 0.1$ se obtuvo:

Primera medida		
Y (m)	Deslizamiento	Yf (m)
3	4.7	1.7
4	4.9	1.8
5	6	1.85

Tabla 3.4 - Valor del deslizamiento masa 23,5Kg

Segunda masa de $29.5 \text{ kg} \pm 0.1$ se obtuvo:

Primera medida		
Y (m)	Deslizamiento	Yf (m)
3	4.7	1.6
4	6	-
5	-	-

Tabla 3.5 - Valor del deslizamiento masa 29,5Kg

Con esta nueva masa se levantaba el anclaje del freno, por lo que las medidas tomadas no son significativas.

Se observaron demás daños en la mochila que portaba las pesas (como se observa en la figura 3.11) por lo que se dió como concluido el ensayo.



Figura 3.11 -Daños en la mochila que elevaba la masa

Una vez obtenido todos los valores, se intenta resolver la ecuación **3.16**

$$F = \frac{2 \cdot E \cdot s}{F \cdot (L_{tot} + d)} \cdot \left[m \cdot g \cdot \left(2 \cdot L + \frac{F \cdot (L_{tot} + d)}{E \cdot s} + d \right) - F_{roz} \cdot d \right]$$

Observamos como no podemos aplicar directamente la fórmula obtenida, pues esta diseñada para una caída real, y el ensayo se realiza sobre un peso suspendido.

La nueva ecuación será:

$$E_{potencial_inicial} = E_{potencial_final} + E_{elastica} + E_{roz}$$

$$m \cdot g \cdot Y = m \cdot g \cdot Y_{final} + \frac{1}{2} \cdot K \cdot \Delta(x + d)^2 + F_{roz} \cdot d \quad (3.19)$$

Donde $K = \frac{E \cdot s}{L}$ y $\Delta(x + d)$ es un dato recogido en el ensayo, pues se conoce cuanto ha bajado la masa respecto a su posición inicial.

Para el cálculo de K, es necesaria la longitud de cuerda disponible en cada momento, conociendo que el freno se situó a una altura de 0,7 m. Además se sabe que la altura inicial fue de tres metros para la primera medida y de dos metros para las siguientes.

Para el cálculo de la longitud de la cuerda se aplica geometría y resulta:

$$L = 8.4 - Y_o + \frac{8.4 - 0.7}{\cos \alpha} \quad (3.20)$$

Se puede ahora calcular K, resultando la tabla:

Altura inicial Y_o (m)	Angulo α (°)	L (m)	K(N/m)
3	3.066	13.11	1077
2	9.8	14.21	994.37
2	16	14.41	980.56

Tabla 3.6 - Obtención de K

Para la primera masa en función de sus variables obtenemos:

Para el primer ángulo y K=1077N/m			
Y-Y0	$\Delta(x+d)$ (m)	deslizamiento (m)	Froz (N)
1	0,05	0,045	3236,75
2	0,05	0,050	5853,08
3	0,07	0,052	8430,03
1	0,05	0,045	3236,75
2	0,07	0,050	5827,23
3	0,10	0,053	7920,27
1	0,05	0,040	3641,34
2	0	0,045	6533,33
3	0,04	0,06	7335,64

Tabla 3.7 - Froz primer ángulo

Para el segundo ángulo y K=994N/m			
Y-Y0	$\Delta(x+d)$ (m)	deslizamiento (m)	Froz (N)
1	0,01	0,050	2939,01
2	0,02	0,050	5876,02
3	0,02	0,050	8816,02
1	0,02	0,038	3863,19
2	0,02	0,045	6528,92
3	0,01	0,047	9381,92
1	0,01	0,040	3673,76
2	0,02	0,045	6528,92
3	0,04	0,06	7336,75

Tabla 3.8 - Froz segundo ángulo

Para el tercer ángulo y K=980N/m			
Y-Y0	$\Delta(x+d)$ (m)	deslizamiento (m)	Froz (N)
1	0,01	0,040	3673,78
2	0,02	0,045	6528,98
3	0,04	0,06	7336,93
1	0,02	0,04	3670,10
2	0,02	0,047	6251,15
3	0,03	0,055	8010,16

Tabla 3.9 - Froz tercer ángulo

Si se expresa de forma gráfica:

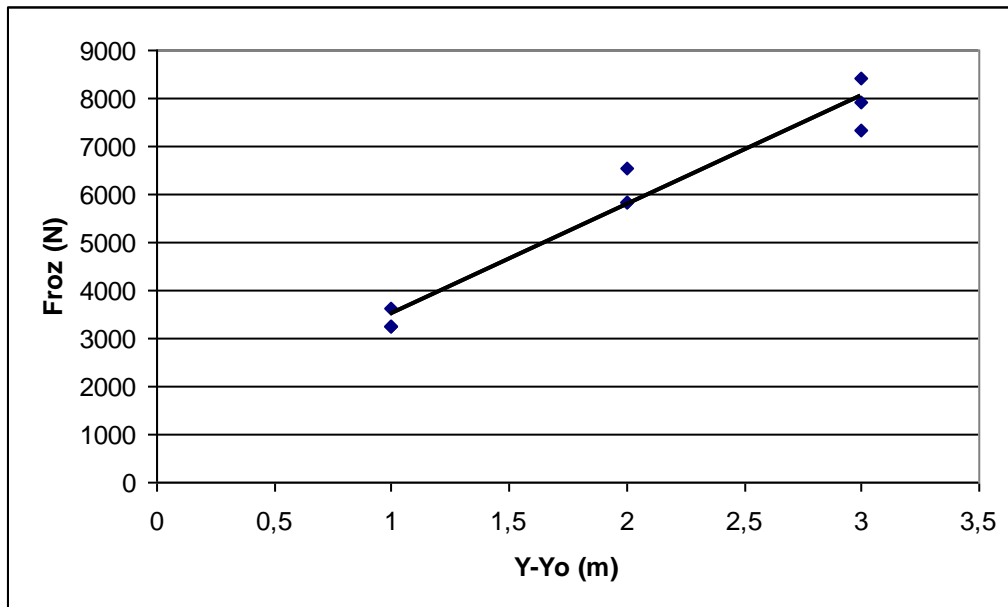


Figura 3.12 - Representación gráfica de la Froz en función de la altura de la caída y el primer ángulo.

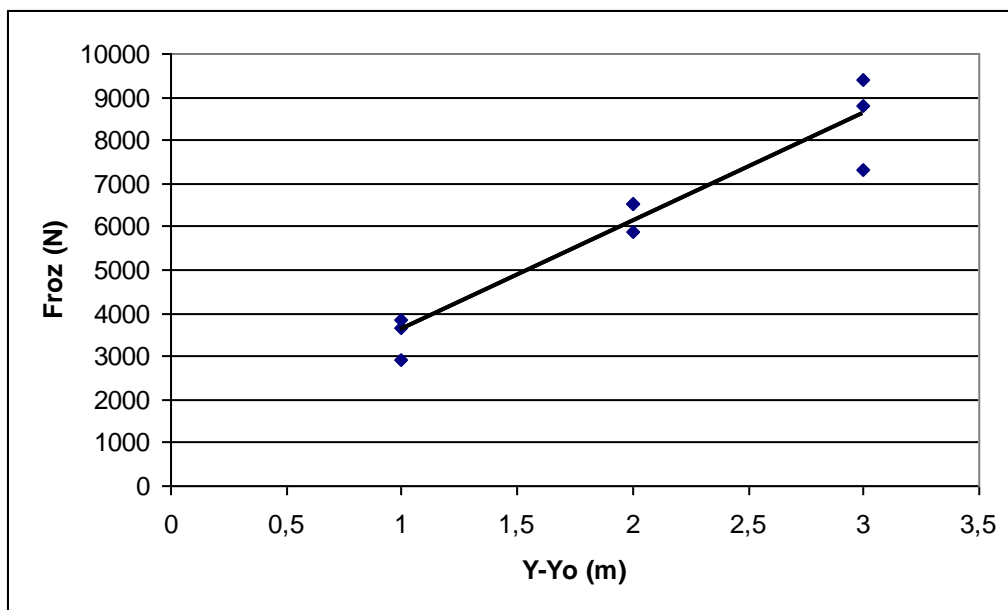


Figura 3.13 - Representación gráfica de la Froz en función de la altura de la caída y el segundo ángulo.

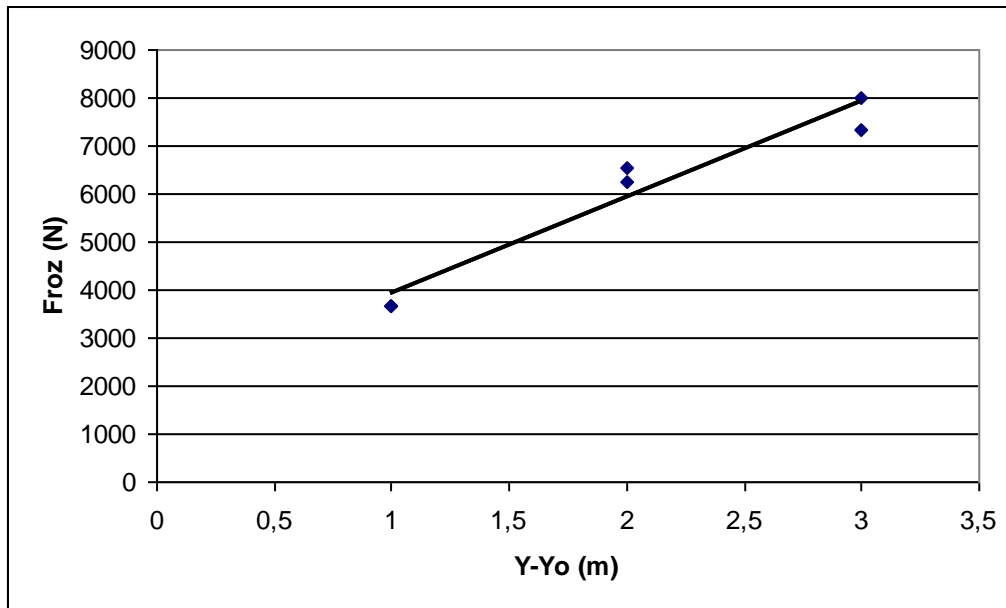


Figura 3.14 - Representación gráfica de la Froz en función de la altura de la caída y el tercer ángulo

Como se observa y era de esperar, el freno realiza una mayor fuerza al aumentar la distancia de caída, pero observamos una cierta linealidad que a priori no se podía suponer.

Para la segunda masa $m = 23.5kg$

Y-Y0	$\Delta(x+d)$ (m)	deslizamiento (m)	Froz (N)
1	0,3	0,047	3868,83
2	0,2	0,049	8960,41
3	0.15	0.06	11313,06

Tabla 3.10 - Obtención de la Froz. con la segunda masa

Para la tercera masa $m = 29.5kg$

Y-Y0	$\Delta(x+d)$ (m)	deslizamiento (m)	Froz (N)
1	0,04	0,047	6132,73
2	-	0,06	
3	-	-	

Tabla 3.11 - Obtención de la Froz con la tercera masa

3.3 Conclusiones.

Como primeras conclusiones, se comentarán las ecuaciones obtenidas para el cálculo de la fuerza de choque.

Al resolver los equilibrios se han obtenido unas ecuaciones parecidas a las ofrecidas por el fabricante, y como observamos en el cálculo del modulo de Young, llegamos a resultados muy parejos por lo que podemos suponer que ambas expresiones son correctas.

Si nos paramos a estudiar estas ecuaciones y de los parámetros de los que dependen, observamos que la F es función de parámetros lógicos como la masa, la gravedad o las características de la cuerda, y un parámetro poco intuitivo llamado factor de caída.

A priori podríamos suponer que la fuerza de choque esta ligada a la longitud de la caída, pero hemos visto que no es así, pues tendríamos la misma fuerza en una caída de 2 m que en una de 20 m, siempre y cuando tengamos la misma proporción de cuerda que amortigüe la caída.

Respecto a los valores obtenidos para la F_{roz} , se ha obtenido unos valores medios de unos 7000N aproximadamente. Este valor aunque sea un valor grande, es completamente lógico, pues estos frenos están diseñados para parar a un escalador en grandes caídas. Para la realización del proyecto, se profundizará más sobre estos valores.

Por tanto si decidiéramos crear un sistema de frenado dinámico, tendríamos unos parámetros lógicos en los que movernos. Si decidiéramos estudiar los esfuerzos sobre los diferentes elementos en una caída, como puede ser los mosquetones, anclajes etc, tendríamos unas ecuaciones válidas para obtener la fuerza en función de los parámetros que quisiéramos cambiar.

4 Estudio tensional.

Una vez se ha caracterizado la dinámica de la caída, se esta en condiciones suficientes para estudiar los elementos que trabajan en esta.

Uno de los elementos importantes en la escalada son las chapas o anclajes. Estos elementos junto con los mosquetones, son los encargados de unir la cuerda del escalador a la pared. Evitando en las caídas que el escalador pudiera llegar al suelo y el impacto que eso conlleva.

Se ha decidido realizar un estudio tensional de estos anclajes, para ver como trabajan en diferentes situaciones de orientación y fuerza aplicada.

Con estas simulaciones se intenta cuantificar la mejora del uso de un freno dinámico frente a un freno estático en una caída.

Además al estudiar diferentes posiciones de la chapa, se podrá comprobar la importancia de llevar un riguroso mantenimiento sobre la orientación de los anclajes.

La elección de los modelos dentro del gran abanico de posibilidades se debió exclusivamente a la oferta encontrada en las tienda de la zona. Se intento tener 3 chapas muy diferentes entre ellas por lo que varían en el espesor, en el tornillo de anclaje y simetría.

Para la realización del estudio, se dispone finalmente de tres marcas de chapas. Marca **FADERS**, marca **FIXE** y marca **NESTOR**, con geometrías muy distintas entre ellas.

Para la realización del estudio tensional, se ha decidido simular en tres orientaciones distintas cada chapa. Estas orientaciones serán la posición ideal, la girada 180 grados u opuesta y girada 90 grados u horizontal.

Se han elegido estas orientaciones por ser las más significativas, incluyendo la más crítica entre ellas.

4.1. Técnica de modelización.

Para el modelado de las chapas se ha elegido el programa Solid Edge, por su estudio durante la carrera y disponer de él en los ordenadores de la universidad.

Para el estudio tensional se usará el programa ANSYS en su entorno Workbench. Este entorno no se ha dado en clase, pero se ha elegido frente al entorno clásico, por ser más moderno, intuitivo y disponer de buen material didáctico que nos permite afrontar los problemas que surjan en la realización del proyecto.

El primer paso será diseñar las chapas usando Solid Edge.

Una vez diseñados estos elementos, serán importados en ANSYS para la realización del estudio tensional. Se realizará un estudio para cada orientación y sistema de freno usado.

La metodología aplicada para cada una de las chapas es la misma, por lo tanto, para resumir la memoria y no repetir planteamientos iguales, se realizará como ejemplo el desarrollo explicativo completo para la chapa marca Faders y se resumirá el proceso de las dos restantes.

4.2 Chapa marca Faders.

Este dispositivo de anclaje hecho en acero, se caracteriza principalmente por su diseño casi simétrico como vemos en la figura 4.1 y una métrica para la fijación de $d = 10mm$



Figura 4.1 - Chapa Faders real

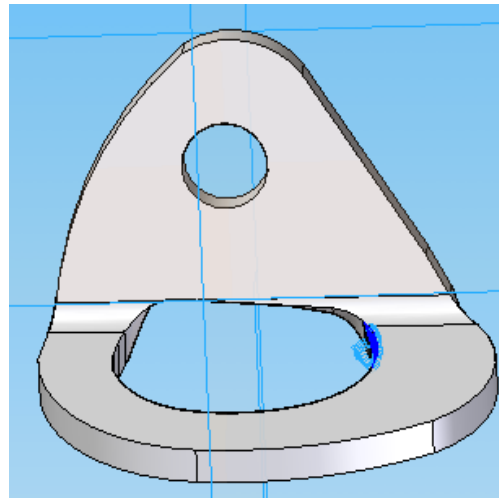


Figura 4.2 - Chapa Faders modelada

Para llegar a la figura 4.2 (simulación) es necesario llevar a cabo lo explicado a continuación.

4.2.1 Modelado en Solid Edge.

El primer paso para la simulación, es estudiar la chapa e intentar repetir en el programa de diseño los pasos realizados por el fabricante para su creación.

En un primer vistazo, se observa como la pieza inicialmente era plana y ha pasado por un proceso de doblado.

Por lo tanto para el modelado en Solid Edge, se partirá de una pieza plana de chapa, se realizarán los agujeros necesarios y por último se realizará un doblado.

Para realizar la pieza plana, no se ha partido de los planos de la chapa, se ha tenido que medir directamente sobre la pieza.

Como se ve en la figura 4.1, la chapa es curva y es difícil tomar puntos de referencia para tomar medidas, sobretodo al medir diámetros y arcos. Por este motivo se ha optado por obtener un plano en papel, donde poder medir y trasladar esas magnitudes al programa de diseño.

Para obtener el plano de inicio de la chapa plana, se pega una lámina de papel a la chapa respetando el doblez. Después se perfila el contorno sobre la lámina y al estirla se obtiene el plano necesario (figura 4.3). Si lo pasamos al programa Solid Edge obtenemos la figura 4.4.

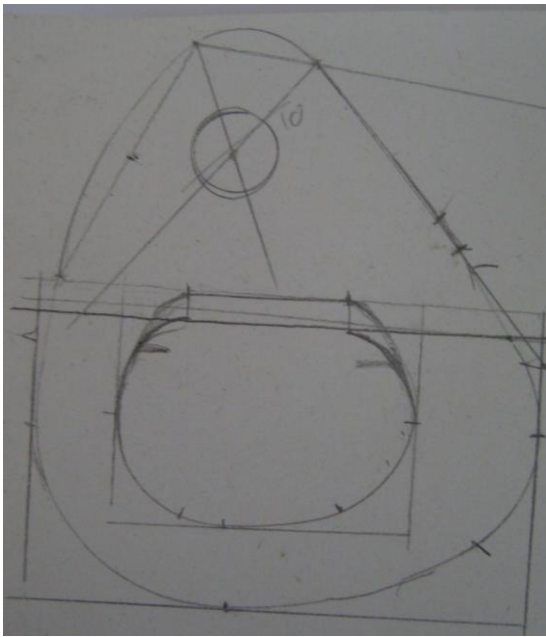


Figura 4.3 - Plano en papel

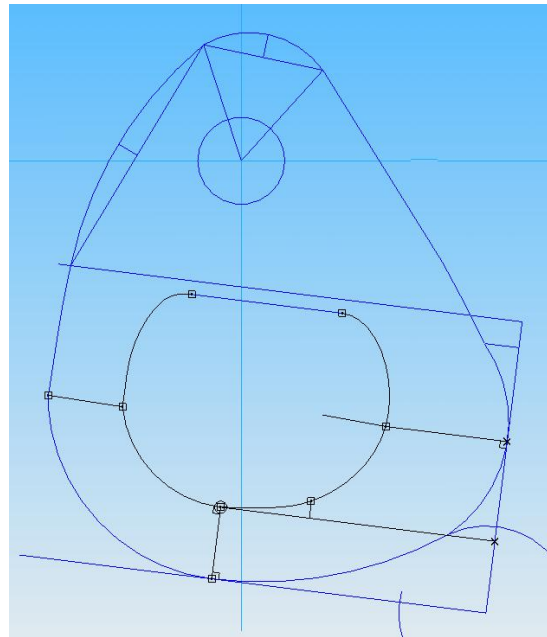


Figura 4.4 - Plano en Solid Edge

En un principio es un plano aproximado, que se irá modificando de ser necesario en algún punto del proyecto.

En el orificio donde se introduce el mosquetón y en el de la fijación, si se puede medir perfectamente la longitud de chapa hasta el borde. Estas medidas no son aproximadas.

El proceso seguido para crear la pieza una vez tenemos el plano, esta reflejado en las figuras 4.5, 4.6, 4.7, y 4.8. Primero se crea la pieza plana con el espesor adecuado, se realiza el agujero para la fijación, posteriormente el agujero donde se introducirá el mosquetón y por ultimo el doblez.

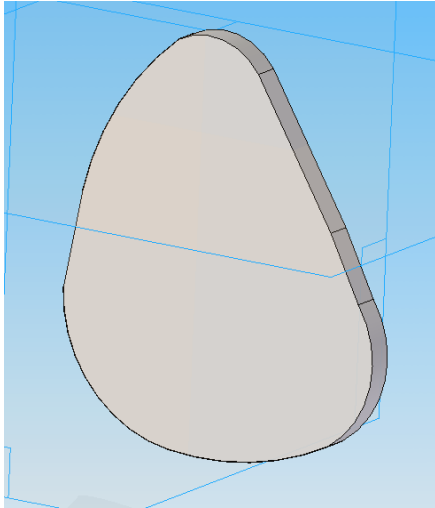


Figura 4.5 - Creación pieza plana Faders

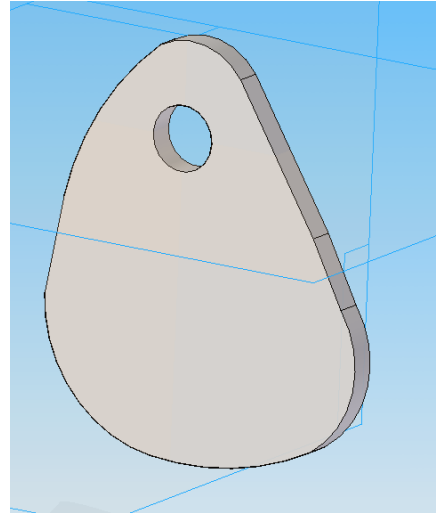


Figura 4.6 - Primer vaciado Faders

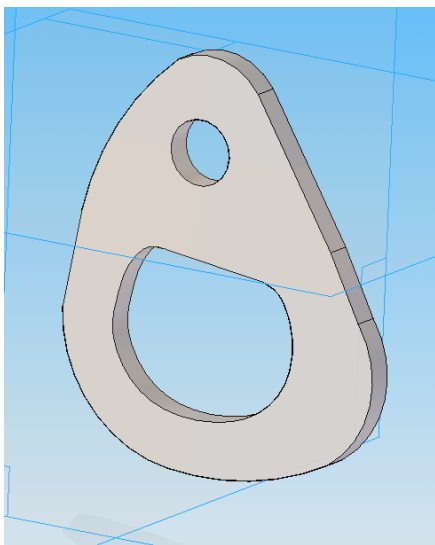


Figura 4.7- Segundo vaciado Faders

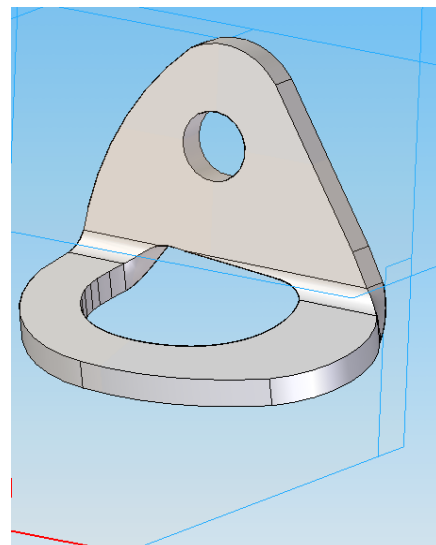


Figura 4.8 - Doblado de la chapa Faders

Terminada la pieza, se realizan medidas de comprobación. Si alguna medida no fuese correcta se cambiaría en el plano inicial hasta obtener la pieza válida.

Como se ha explicado anteriormente, es necesario el estudio tensional en tres orientaciones distintas, para cada una de ellas se ha de crear un modelo en Solid Edge.

Aunque la geometría general es idéntica, cada orientación implica un punto de contacto diferente, y este contacto ha de ser modelizado para facilitar así la aplicación de las fuerzas en ANSYS.

Modelizar el contacto consiste en dividir la superficie de contacto entre chapa y mosquetón en áreas más pequeñas. El tamaño del área y su posición se explicará detalladamente en el apartado relativo a cada orientación pero antes se ha de definir el contacto entre chapa y mosquetón.

4.2.2 Caracterización del contacto.

En la escalada es necesario ir asegurando el avance con fijaciones intermedias, en nuestro caso estas fijaciones son las ya mencionadas chapas.

En estos anclajes o chapas, el escalador ha de introducir su cuerda pero al ser un elemento cerrado, es necesario un elemento auxiliar llamado mosquetón.

Por tanto el escalador introducirá un mosquetón en la chapa, y pasará la cuerda por el mosquetón asegurando su posición.

Para el estudio tensional de las chapas todo lo explicado anteriormente se reduce a una fuerza sobre el anclaje. Para ajustarse lo más posible a la realidad, se deberá caracterizar el contacto entre chapa y mosquetón, para así poder definir la fuerza de forma correcta.

A priori se desconoce como es la distribución de la fuerza de la caída, por lo tanto para la realización de la simulación, se supone una distribución parabólica como muestra la figura 4.9. Con esta distribución se representa el sentido físico del contacto, pues se transmite mayor fuerza por el centro que por la zona de contacto lateral.

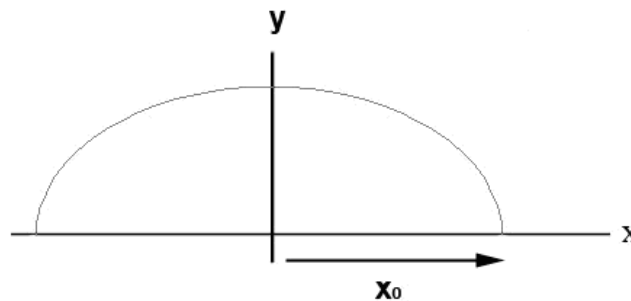


Figura 4.9 - Distribución de la fuerza

Donde x_0 es la mitad de la superficie de contacto teórica entre la chapa y el mosquetón. La ecuación que representa la distribución es:

$$y = A - Bx^2 \quad (4.1)$$

Para una correcta definición del contacto, se han de definir las incógnitas A y B siendo para ello necesario dos ecuaciones.

4.2.2.1 Primera ecuación.

Se obtendrá la primera ecuación al suponer un valor de $y = 0$ en la ecuación (4.1), resultando:

$$0 = A - Bx_o^2$$

Si se despeja y obviamos el término negativo, se obtiene:

$$x_o = \sqrt{\frac{A}{B}} \quad (4.2)$$

Siendo x_o la mitad de la superficie de contacto teórica entre la chapa y el mosquetón, para poder medirlo es necesario conocer el contacto real entre chapa y mosquetón.

El contacto real dependerá de la orientación de la chapa, pues su geometría es distinta en cada posición. Se deberá resolver la ecuación (4.1) para cada orientación.

4.2.2.2 Segunda ecuación.

Se obtendrá la segunda ecuación al integrar la expresión (4.1). Pues el área bajo la curva de la figura 4.9, equivale a la fuerza.

Realizando la integral obtenemos:

$$F = \int_{-x_o}^{x_o} (A - Bx^2) dx = \left(Ax - \frac{Bx^3}{3} \right)_{-x_o}^{x_o} = 2Ax_o - \frac{2Bx_o^3}{3}$$
$$F = 2Ax_o - \frac{2Bx_o^3}{3} \quad (4.3)$$

Es necesario ahora obtener el valor de la fuerza para poder despejar. En primer lugar se estudiará una caída normal, independiente del sistema de frenado usado.

Para ello se usa la ecuación (3.12), pues casi coincide con la dada por el fabricante

$$F = mg + mg \sqrt{1 + \frac{2 \cdot E \cdot s \cdot f}{m \cdot g}} \quad (4.4)$$

Al depender de varios factores se debe realizar una tabla que abarque junto a los parámetros habituales, los parámetros más y menos críticos. La fuerza aquí obtenida es

la conocida como fuerza de choque, es decir, la fuerza que actúa sobre el escalador y por tanto la que recibe la cuerda.

Caso	m(Kg)	d(mm)	s(m ²)	f	F(N)
1	70	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	1	5237,77
2	80	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	1	5657,93
3	90	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	1	6059,94
4	70	8	$5.03 \cdot 10^{-5}$	1	4350,60
5	70	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	1	4793,49
6	80	8	$5.03 \cdot 10^{-5}$	1	4711,42
7	80	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	1	5183,83
8	90	8	$5.03 \cdot 10^{-5}$	1	5058,02
9	90	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	1	5557,98
10	70	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	1.5	6239,61
11	80	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	1.5	6727,52
12	90	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	1.5	7192,91
13	70	8	$5.03 \cdot 10^{-5}$	1.5	5147,91
14	70	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	1.5	5693,18
15	80	8	$5.03 \cdot 10^{-5}$	1.5	5562,03
16	80	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	1.5	6144,08
17	90	8	$5.03 \cdot 10^{-5}$	1.5	5958,39
18	90	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	1.5	6574,82
19	70	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	2	7086,51
20	80	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	2	7632,05
21	90	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	2	8151,40
22	70	8	$5.03 \cdot 10^{-5}$	2	5822,93
23	70	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	2	6454,22
24	80	8	$5.03 \cdot 10^{-5}$	2	6282,60
25	80	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	2	6956,71
26	90	8	$5.03 \cdot 10^{-5}$	2	6721,55
27	90	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	2	7435,74

Tabla 4.1 - Obtención de la fuerza de choque variando los parámetros más importantes

De esta tabla se elegirá posteriormente una fuerza de choque para introducirla en la ecuación (4.3), aunque antes, debe ser modificada como se explica a continuación.

Antes de continuar con los cálculos, es conveniente ordenar la tabla anterior en función de la fuerza y ver así los parámetros más importantes en la dinámica de la caída. Los 10 valores de la fuerza mayores, se han conseguido con los siguientes parámetros.

Caso	m(Kg)	d(mm)	s(m ²)	f	F(N)
21	90	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	2	8151,40
20	80	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	2	7632,05
27	90	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	2	7435,74
12	90	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	1,5	7192,91
19	70	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	2	7086,51
25	80	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	2	6956,71
11	80	10	$7.85 \cdot 10^{-5}$	1,5	6727,52
26	90	8	$5.03 \cdot 10^{-5}$	2	6721,55
18	90	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	1,5	6574,82
23	70	9	$6.36 \cdot 10^{-5}$	2	6454,22

Tabla 4.2 - Fuerzas de choque ordenadas por magnitud

Si se realiza un estudio por derivadas parciales, se puede obtener los parámetros más significativos. Es un cálculo largo debido al número de variables, por lo que se decide realizar un estudio numérico aprovechando lo ya calculado. Esto es válido pues es un cálculo orientativo y no necesario para la realización del proyecto.

Estudiando los cinco y posteriormente los ocho peores casos, se observa como el valor máximo del factor de caída, es el más repetido seguido del valor máximo del diámetro.

Si se mantiene 2 variables iguales cambiando la tercera, se puede ver como el mayor aumento en la fuerza viene dado por el cambio en el factor de caída, siendo este aumento de 1000 N. Si se modifica el diámetro obtenemos 700N y 500N si se modifica la masa.

Por tanto el factor de caída es el parámetro más significativo, seguido del diámetro y de la masa

Como ya se ha mencionado, no se puede introducir directamente en (4.3) los valores de F obtenidos en la tabla 4.1, pues se busca la fuerza final que llega al mosquetón y no solo la que absorbe la cuerda.

Se ha de tener en cuenta el efecto polea tal y como nos indica el fabricante de la cuerda en la figura 4.10:

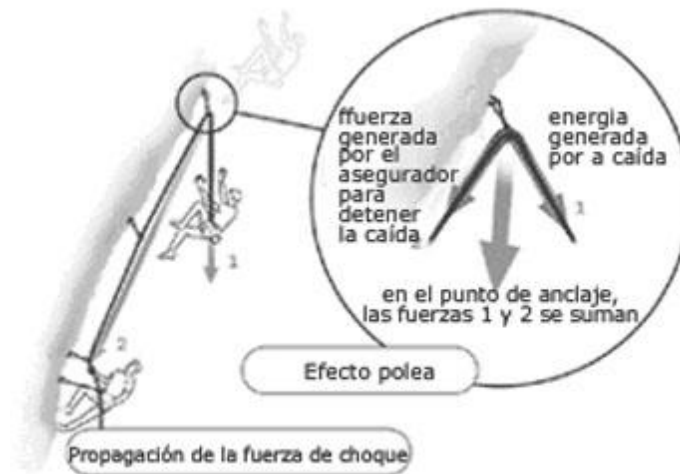


Figura 4.10 - Efecto polea dado por la marca Beal. [11]

Además el fabricante incluye esta anotación sobre la figura [11]:

“En caso de caída, el último punto mosqueteadado sufre a la vez la fuerza de choque transmitida al escalador y la fuerza que viene del asegurador.

Estas dos fuerzas se suman y es conocido como el efecto polea.

La fuerza proveniente del asegurador es menor que la transmitida al escalador, a causa del rozamiento en el mosquetón. Por este hecho, tomamos como la fuerza total ejercida en el último punto como 1,60 veces la fuerza que actúa sobre el escalador”

Por lo tanto las fuerzas que se ejercen sobre la chapa en los 27 casos serán:

caso	Ffinal(N)	caso	Ffinal(N)	caso	Ffinal(N)
1	8380,43	10	9983,37	19	11338,42
2	9052,69	11	10764,04	20	12211,27
3	9695,90	12	11508,66	21	13042,24
4	6960,96	13	8236,66	22	9316,68
5	7669,58	14	9109,09	23	10326,75
6	7538,27	15	8899,25	24	10052,15
7	8294,13	16	9830,52	25	11130,73
8	8092,83	17	9533,42	26	10754,47
9	8892,76	18	10519,71	27	11897,19

Tabla 4.3 - Fuerza de choque final

De este modo se ha obtenido las posibles fuerzas finales que se ejercen sobre la chapa, por lo que ya se puede solucionar el sistema formado por las ecuaciones (4.2) y (4.3):

$$x_o = \sqrt{\frac{A}{B}} \qquad F = 2Ax_o - \frac{2Bx_o^3}{3}$$

Si expresamos ahora las ecuaciones en función de A y B, que son las verdaderas incógnitas, se simplifica el sistema. Si describimos la ecuación (4.2) obtenemos:

$$A = B \cdot x_o^2 \qquad (4.5)$$

Al introducir este nuevo valor de A en la ecuación (4.3) queda:

$$F = 2Bx_o^3 - \frac{2Bx_o^3}{3} = \frac{4Bx_o^3}{3}$$

Despejando B se obtiene:

$$B = \frac{3F}{4x_o^3} \qquad (4.6)$$

Si introducimos la ecuación (4.6) en la (4.5) queda finalmente:

$$A = \frac{3F}{4x_o} \qquad (4.7)$$

Por tanto para caracterizar el contacto entre chapa y mosquetón, y obtener los valores de A y B, se ha de resolver el sistema formado por las ecuaciones (4.6) y (4.7) que será diferente para cada chapa y orientación.

Una vez obtenidas las ecuaciones que dependen de parámetros calculables, se procede a continuar con el estudio tensional de cada una de las orientaciones elegidas para la chapa

4.2.3 Orientación ideal.

La primera simulación de cada elemento se realizará suponiendo el caso ideal, es decir, donde la chapa se encuentra colocada en una superficie plana y en la orientación que el fabricante da como su máxima resistencia. Para la chapa Faders la orientación ideal es la mostrada en la figura 4.11.

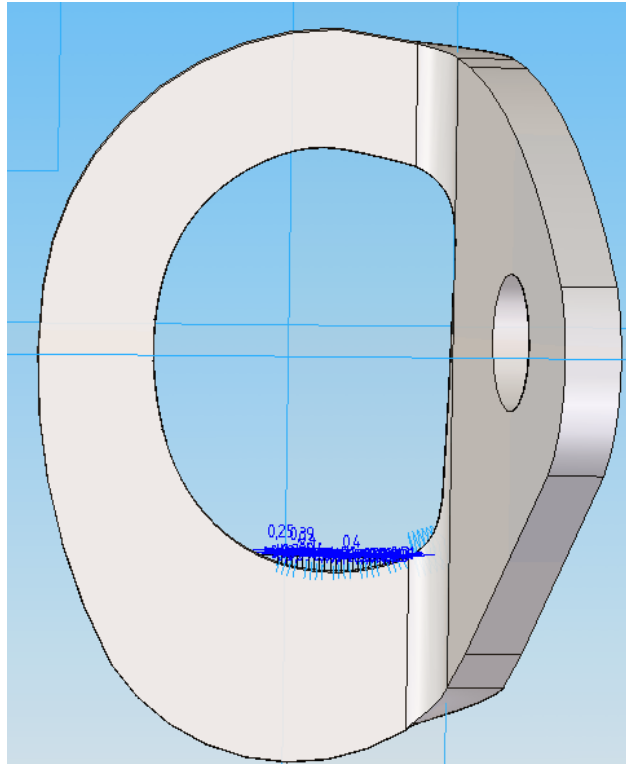


Figura 4.11 - Chapa Faders posición ideal

Con esta disposición, el mosquetón incide sobre la superficie interior de la chapa, por lo tanto, la fuerza de la caída se transmite a esta de forma perpendicular a su superficie.

Debemos resolver como se explico anteriormente las ecuaciones (4.6) y (4.7), obtendremos primero el valor de x_0 .

Ambos elementos (chapa y mosquetón) tienen superficies curvas en su punto de contacto. Por lo tanto para obtener x_0 , primero se deberá tomar una medida de la longitud real del contacto. Siendo de partida difícil, al no medir el calibre tramos curvos.

Para poder tomar una medida de la longitud correcta, se cubrió de papel el mosquetón en su zona de contacto. Posteriormente se marco el contacto en el papel, para al extenderlo en plano poder medirlo.

Se obtiene de este modo la longitud del contacto curvo, o contacto real, que al ser introducido en el modelo de Solid Edge da el valor de x_o como vemos en la figura 4.12.

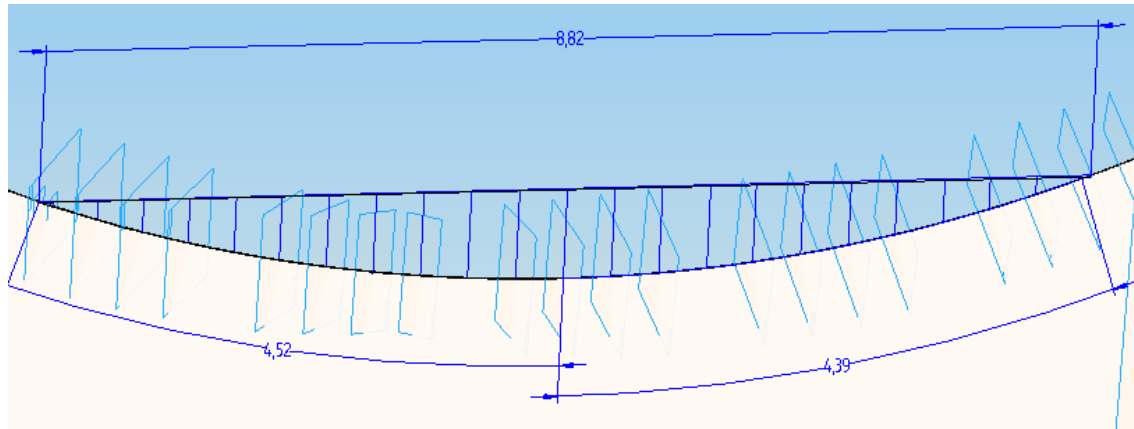


Figura 4.12 - Representación en Solid Edge del contacto entre chapa y mosquetón

Se obtiene un valor de $2 \cdot x_o = 8,82\text{mm}$

A continuación se obtiene el valor de F . Como se va a simular una caída real para obtener sus tensiones, se elige el caso más crítico donde la fuerza es mayor (caso 21 tabla 4.3).

Se pueden resolver ya las ecuaciones (4.6) y (4.7) para obtener A y B .

$$A = \frac{3F}{4x_o} \quad B = \frac{3F}{4x_o^3}$$

Siendo $F = 13042,24\text{N}$ y $x_o = 4,41\text{mm}$, se obtienen unos valores de:

$$A = 2218,06 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad B = 114,05 \frac{\text{N}}{\text{mm}^3}$$

Resultando la ecuación de la distribución de la fuerza como:

$$Y = 2218,06 - 114,05x_o^2 \quad (4.8)$$

Aun así la ecuación obtenida no es válida para implementarla en el modelo de ANSYS. Pues al introducir la fuerza no se puede caracterizar como función parabólica, perdiendo entonces la interpretación física de contacto.

Para poder resolver esto e introducir la distribución de la fuerza tal y como la habíamos descrito, se debe dividir la coordenada X en tramos y obtener el valor medio de la fuerza de cada tramo como representa la figura 4.13.

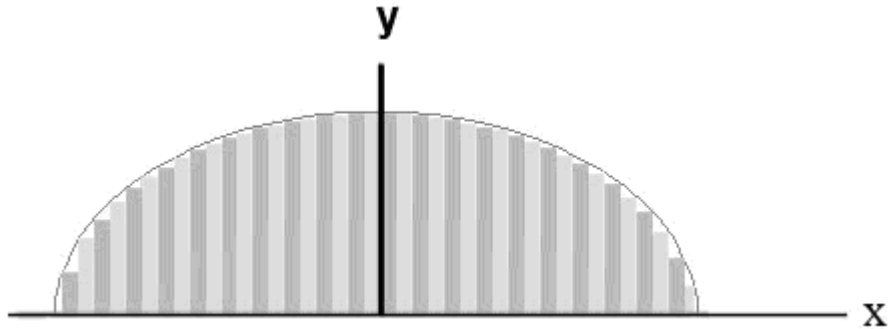


Figura 4.13 - Distribución de la fuerza dividida en segmentos de aplicación

De este modo en el modelo de ANSYS, se pasará de introducir una única fuerza de valor F , a introducir un número finito de ellas cuyo sumatorio da F .

Para obtener este conjunto de fuerzas equivalente, se ha de dividir la superficie de contacto teórico. Al ser una aproximación, se podrían tomar intervalos constantes de x_0 y suponer una diferencia mínima entre lo real y lo teórico.

Como disponemos del modelo en Solid Edge, se ha optado por dividir la superficie real de contacto en tramos de 0,4mm, y proyectarlo sobre la suposición lineal como se refleja la figura 4.14.

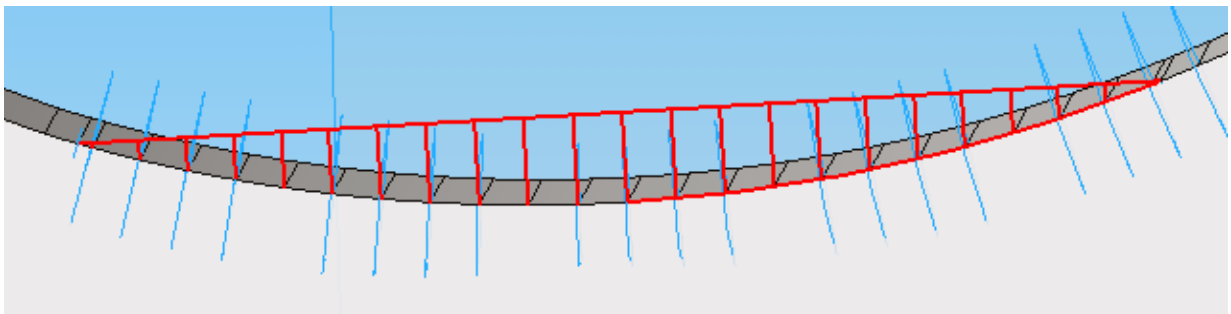


Figura 4.14 - Segmentación del contacto en Solid Edge

De este modo se puede medir cada tramo del contacto real, obteniendo:

Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o
1	-4,43 / -4,14	9	-1,60/-1,20	17	1,58/1,98
2	-4,14/ -3,93	10	-1,20/-0,80	18	1,98/2,38
3	-3,93/-3,55	11	-0,80/-0,40	19	2,38/2,77
4	-3,55/-3,16	12	-0,48/ 0	20	2,77/3,17
5	-3,16/ -2,77	13	0 / 0,40	21	3,17/3,55
6	-2,77/-2,39	14	0,40/ 0,80	22	3,55/3,94
7	-2,39/-1,99	15	0,80/1,20	23	3,94/4,32
8	-1,99/-1,60	16	1,20/1,58	24	4,32/4,39

Tabla 4.4 - Magnitud de cada tramo de segmentación

Donde el tramo designado con el número 1, es el situado más a la izquierda.

Una vez dividida la magnitud teórica $2 \cdot x_o$ en segmentos conocidos, se procede a obtener la fuerza ejercida en cada tramo.

Para ello se realiza la integral parcial de la ecuación (4.3), para cada intervalo.

$$F_{parcial} = \left(2218,06x - \frac{114,05x^3}{3} \right)_b^a$$

Si agrupamos todos los valores posibles de la ecuación (4.3) integrada, se obtiene la tabla siguiente:

Tramo	F media (N)	Tramo	F media (N)	Tramo	F media (N)
1	35,92	9	797,20	17	742,07
2	75,76	10	841,00	18	669,81
3	236,13	11	870,19	19	569,55
4	363,82	12	884,79	20	484,21
5	473,45	13	884,79	21	353,06
6	553,86	14	870,19	22	240,65
7	667,82	15	841,00	23	103,11
8	721,17	16	758,61	24	4,05

Tabla 4.5 - Valor de la fuerza por tramos de asignación

Como comprobación, la suma de todas las fuerzas parciales debe ser igual a la fuerza ejercida en el caso 21.

F21 (N)	13042,24
F media sumada (N)	13042,21

Tabla 4.6 - Comprobación de la fuerza

Como se ha explicado anteriormente, la fuerza que se transmite del mosquetón a la chapa es perpendicular a la superficie interior. Por lo que en la simulación, deberemos estudiar la posición relativa de cada fuerza y calcular sus coordenadas individualmente.

Para simplificar este cálculo, se optó por introducir valores de presión en sustitución de las fuerzas antes mencionadas.

En el cálculo de las presiones debemos olvidar el caso bidimensional, y añadir un espesor a la chapa como se observa en la figura 4.15.

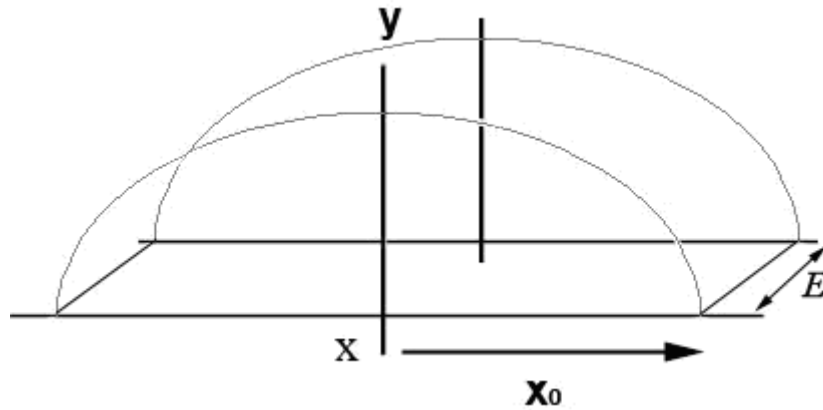


Figura 4.15 - Representación de la distribución de la fuerza en el espacio

Como cada tramo tiene una magnitud conocida y el espesor se puede medir, se puede obtener el área de ejecución de la fuerza y conocer así la presión equivalente.

Para esta chapa, la marca Faders, se mide un espesor $E = 4mm$.

Si se divide cada fuerza de la tabla 4.5 por su área de ejecución y se obtiene:

Tramo	Presión (Mpa)	Tramo	Presión (Mpa)	Tramo	Presión (Mpa)
1	33,26	9	498,25	17	463,80
2	90,19	10	525,62	18	418,63
3	155,35	11	543,87	19	365,10
4	233,22	12	552,99	20	302,63
5	303,49	13	552,99	21	232,28
6	364,38	14	543,87	22	154,27
7	417,39	15	525,62	23	67,84
8	462,29	16	499,08	24	11,24

Tabla 4.7 - Valor de la presión por tramo de asignación

De este modo al introducir presiones en la simulación no se deben realizar cálculos adicionales, pues la presión ya es perpendicular al área de acción.

Con estos valores ya es posible realizar el estudio tensional en ANSYS Workbench.

4.2.3.1 Simulación en ANSYS.

Se dispone ya de todos los cálculos previos para realizar la simulación de la caída y estudiar así el comportamiento de la chapa. Para esta simulación se ha elegido usar el programa ANSYS en su entorno Workbench por los motivos expuestos anteriormente.

Puesto que conocemos poco sobre el material y sus propiedades, iniciaremos el estudio suponiendo un comportamiento lineal de la chapa. En el ANSYS trabajaremos con acero inoxidable y daremos como buenas a priori, las propiedades dadas por defecto.

Dentro de las opciones posibles en el apartado “analysis system”, se elegirá “static structural” pues no se supondrá más movimiento de la chapa que el debido a la deformación.

Puesto que ya se tiene el modelado de las chapas en Solid Edge, se exporta esta geometría directamente para trabajar sobre ella.

Se simula una situación real, por lo que se han de incluir las siguientes condiciones de contorno:

-Se supondrá la chapa apoyada sobre una pared lisa, por lo tanto igualamos a cero todo moviendo posible en esa pared.

-Se supondrá un anclaje correcto, por lo que la chapa ni se gira ni se mueve. Para ello se usa un “cylindrical support” que fija los movimientos axiales, radiales y tangenciales a cero.

Debemos ahora introducir la fuerza ejercida por el escalador en la caída. Como se comentó anteriormente y para ser lo más realista al sentido físico del contacto, se debe introducir una fuerza en cada área de acción como muestra la figura 4.16.

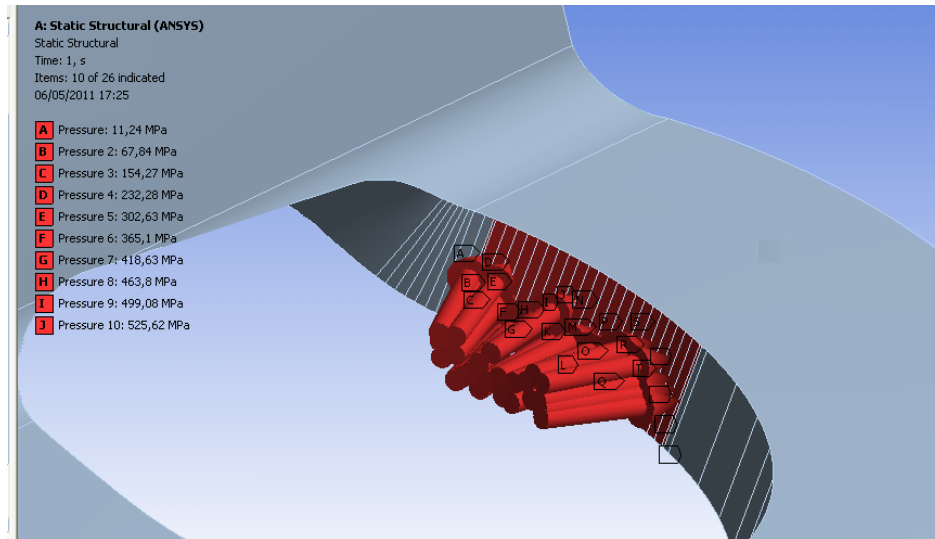


Figura 4.16 - Aplicación de la fuerza en ANSYS Workbench

Para facilitar los cálculos se introducen las presiones dadas en la tabla 4.7

A continuación es necesario mallar la pieza, refinándola en el punto de aplicación de la fuerza para obtener valores más precisos como muestra la figura 4.18. En el resto de la chapa se dio como validos elementos cercanos a un tercio del espesor.

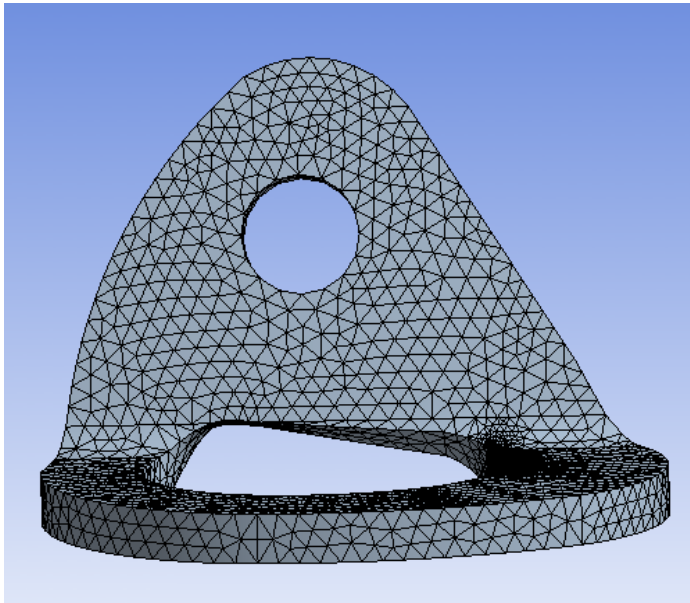


Figura 4.17 - Mallado chapa Faders

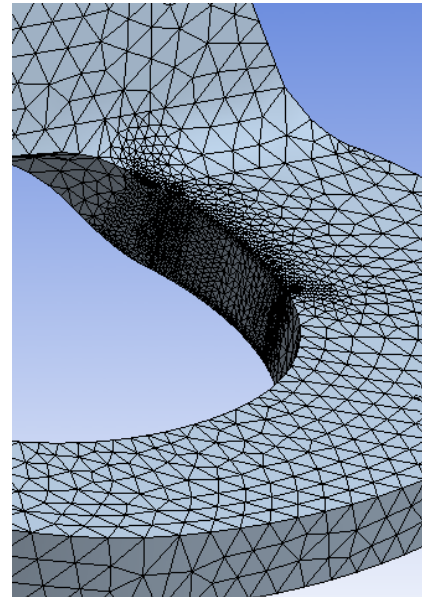


Figura 4.18 - Detalle de malla

Por último, antes de resolver la simulación se deben escoger los resultados gráficos necesarios. En nuestro caso se elegirá la deformada total y el diagrama de tensiones bajo el criterio de Von Mises.

El diagrama tensional resulta

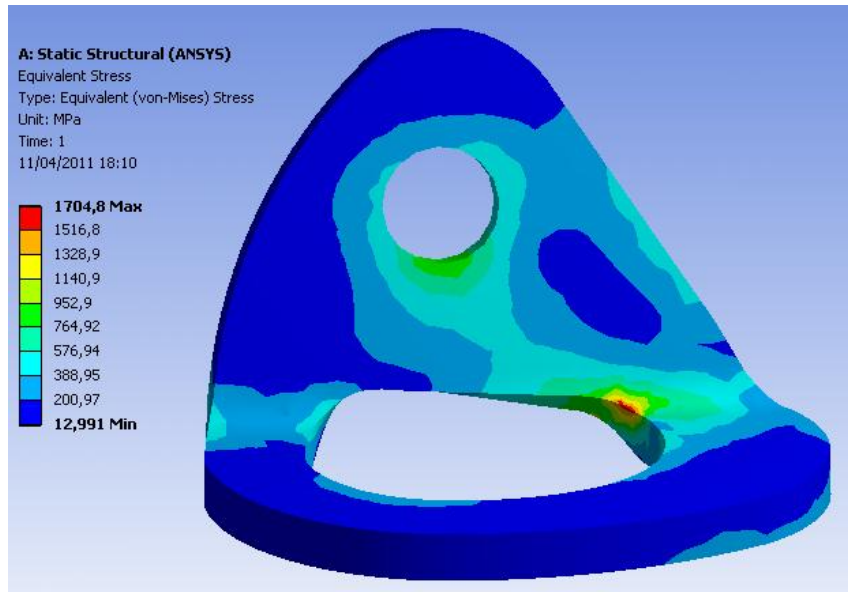


Figura 4.19 – Diagrama de tensión chapa Faders ideal

Siendo a su vez la deformada:

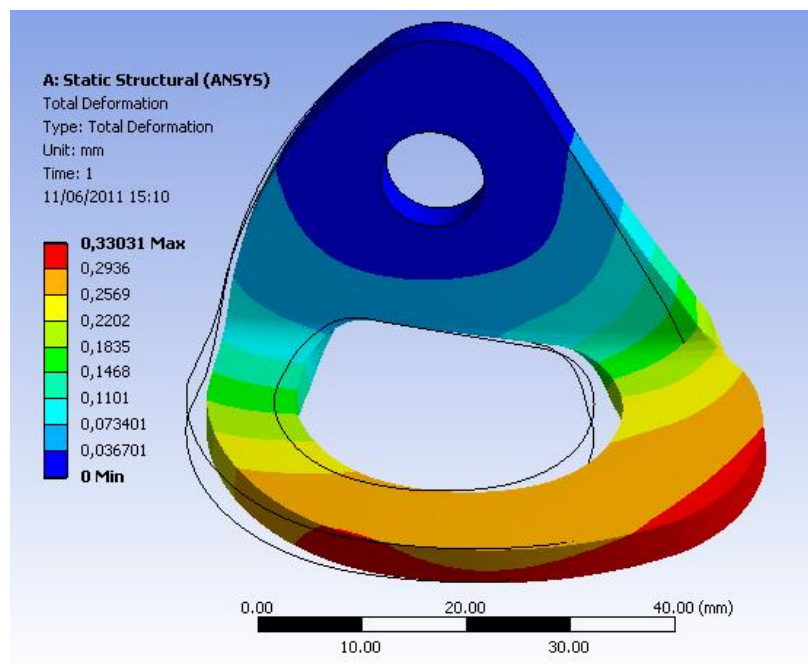


Figura 4.20 - Deformada chapa Faders posición ideal

Donde la pieza original se representa en trazo negro continuo, y la deformación está aumentada doce veces.

Para realizar una mejor simulación pasaremos a un comportamiento del material de forma no lineal, de esta manera al superar el límite elástico se deformará y sus tensiones finales serán menores. Esta suposición será válida siempre y cuando el material no deforme en exceso.

Lo primero es definir las nuevas propiedades del material, definiendo un nuevo límite elástico. Estudiando la primera simulación, se ha decidido establecer el nuevo límite elástico en 1200Mpa . Es un valor alto pero comprensible al ser piezas que tienen que soportar hasta 25KN .

Dentro de las posibles materiales no lineales, se ha elegido un comportamiento bilineal. Por lo tanto para nuestro material, la curva que refleja su comportamiento es la dada en la figura 4.21. Donde el límite elástico se ha establecido en 1200Mpa y el módulo tangente en 5000Mpa .

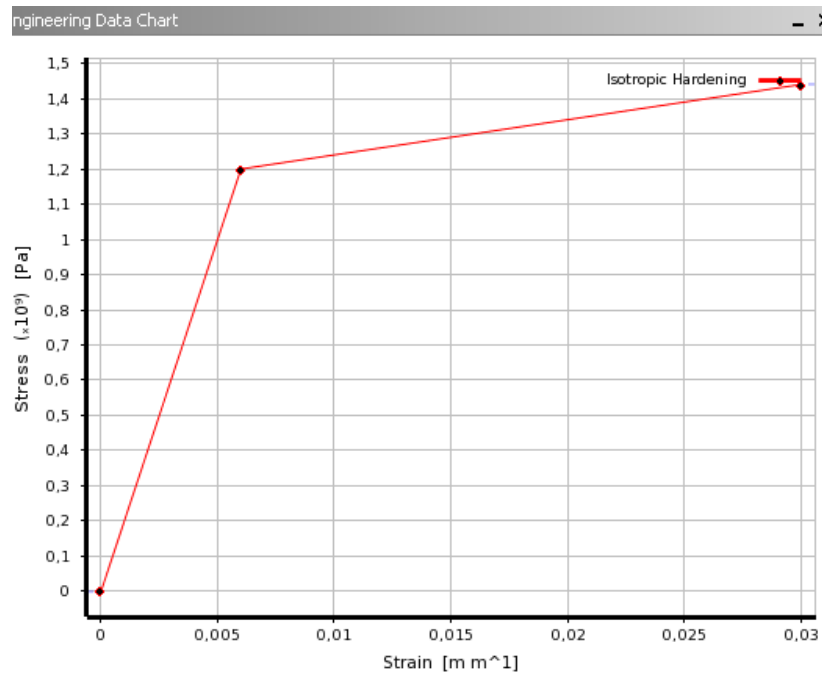


Figura 4.21 - Curva tensión vs deformación

El resto de parámetros importantes como las condiciones de contorno o el mallado, son independientes del comportamiento del material. Se deberá solo cambiar parámetros de cálculo referidos a las iteraciones o a la convergencia.

Dentro de los posibles parámetros de convergencia dados por el programa, se activan solo los criterios de fuerza y desplazamiento, con una tolerancia del 0,5% en ambos.

Nonlinear Controls	
Force Convergence	On
--Value	ANSYS Calculated
--Tolerance	0,5%
--Minimum Reference	1,e-002 N
Moment Convergence	Program Controlled
Displacement Convergence	On
--Value	ANSYS Calculated
--Tolerance	0,5%
--Minimum Reference	0, mm
Rotation Convergence	Program Controlled
Line Search	Program Controlled

Figura 4.22 - Parámetros de convergencia

Dentro de la opción “step control” es necesario desactivar las opciones por defecto y establecer unos pasos intermedios iniciales, máximos y mínimos. Siendo diez, cinco y cien los valores introducidos.

Con estas suposiciones se ha visto reducida las tensiones como muestra la figura 4.23:

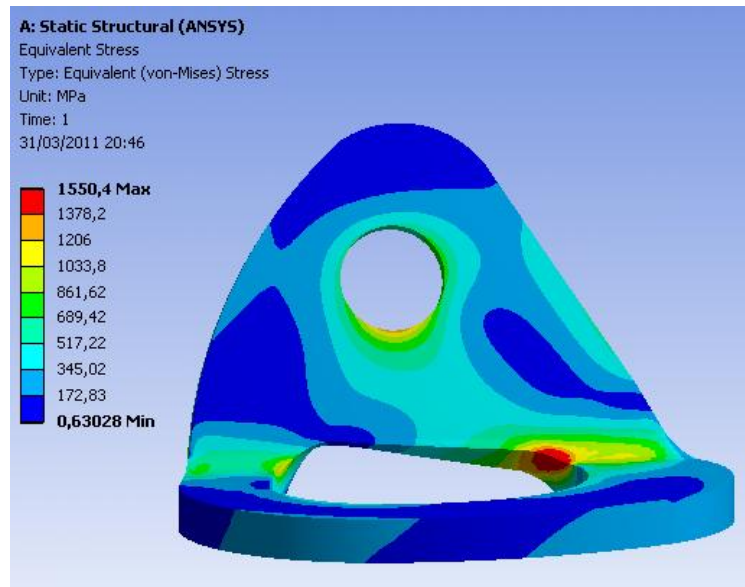


Figura 4.23 – Diagrama de tensión Faders en comportamiento no lineal ideal

Donde la deformada se ha visto incrementada como era de esperar, pero dentro de límites totalmente aceptables:

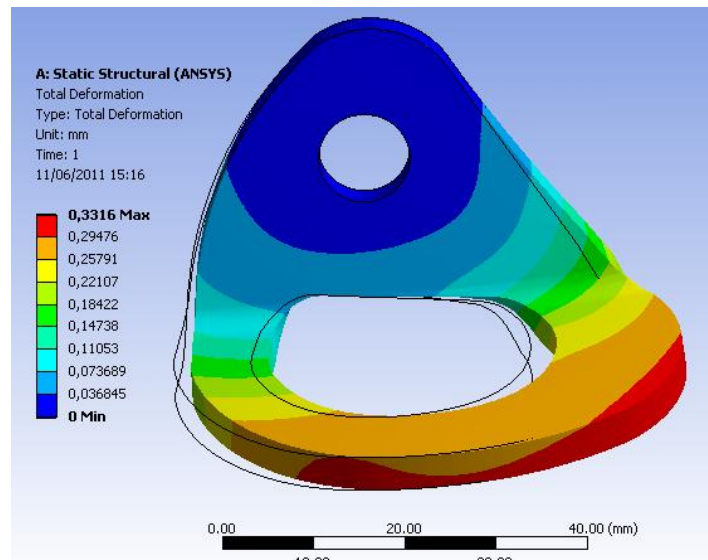


Figura 4.24 - Deformada de la chapa Faders en comportamiento no lineal ideal

Donde la pieza original se representa en trazo negro continuo, y la deformación está aumentada doce veces.

Una vez se ha estudiado la chapa en su orientación ideal, se procede a realizar el estudio de la misma chapa pero esta vez en posición opuesta (girada 180°).

4.2.4 Orientación opuesta.

Se ha realizado el estudio para el caso ideal, donde se supone la chapa colocada en la orientación óptima. Pero no siempre es así, dependiendo del mantenimiento y del uso, se puede llegar a aflojar la tuerca que une chapa y parabolt. A veces esto es suficiente como para permitir que la chapa gire al actuar fuerzas sobre el.

Además se ha de comentar que en la escalada, es una práctica muy habitual equipar uno mismo las vías. Muchas escuelas de escalada están creadas por los vecinos del lugar y es imposible saber los conocimientos de estas personas en materia de seguridad.

Al comprar las chapas no se adjunta ni manual, ni al menos una imagen explicativa. Es posible que alguien que se encuentre equipando sus primeras vías coloque las chapas de forma errónea.

Por lo tanto es posible encontrar chapas giradas 180° , y se procederá a realizar el estudio en la orientación de la figura 4.25

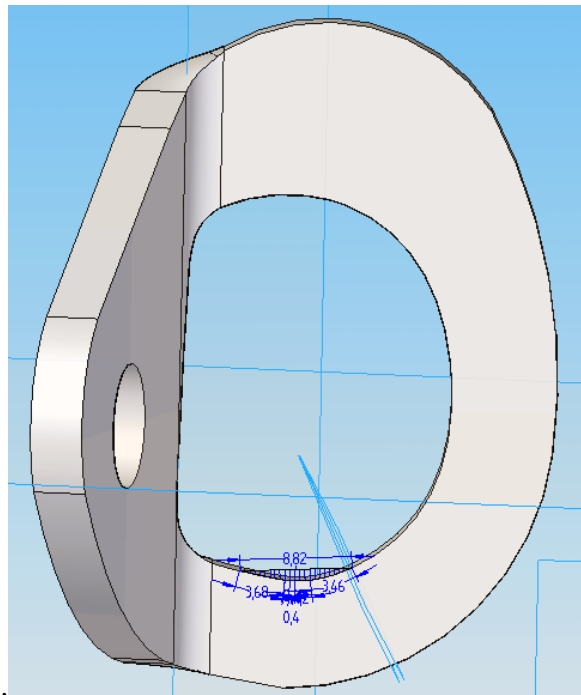


Figura 4.25 - Chapa Faders en la posición opuesta

Se deben ahora realizar los cálculos previos necesarios para poder introducirlos en la simulación en ANSYS, al igual que se hizo con la otra orientación. Por esto se debe resolver ahora las ecuaciones (4.6) y (4.7) siendo necesario el valor de F y el valor de x_0 .

El valor de F continuará siendo su valor más crítico, $F = 13042,24N$ y x_0 se obtendrá de forma análoga a la realizada en la orientación ideal pues se observa en la figura 4.26 que el valor de $2 \cdot x_0$ coincide con el del caso ideal.

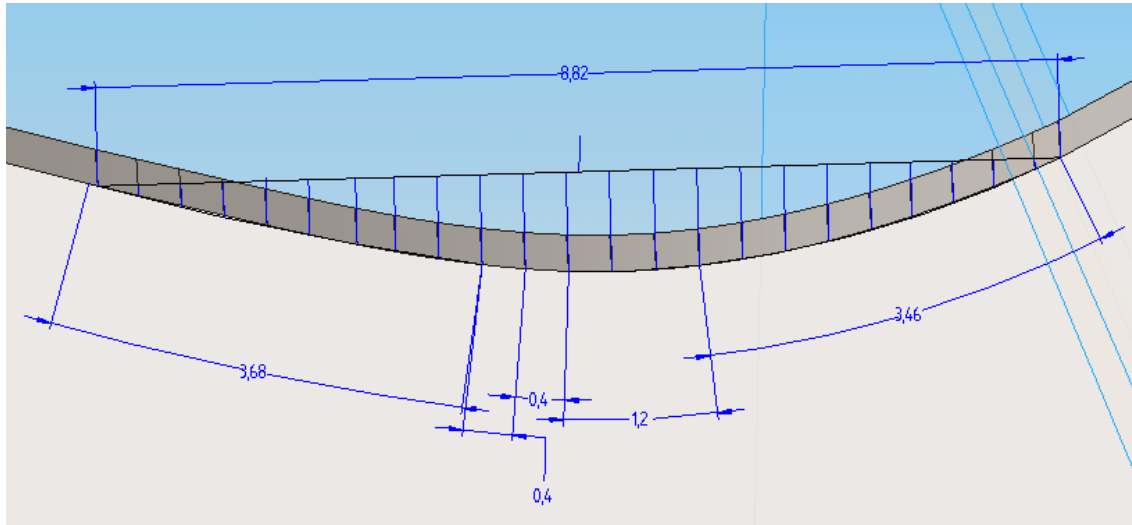


Figura 4.26 - Representación del contacto en Solid Edge

Se obtiene un valor de $2 \cdot x_o = 8,82 \text{ mm}$ y por tanto su división en tramos de la tabla 4.4 puede ser válida también ahora.

Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o
1	-4,41 / -4,03	9	-1,3/-0,91	17	1,86/2,26
2	-4,03/ -3,65	10	-0,91/-0,51	18	2,26/2,65
3	-3,65/-3,26	11	-0,51/-0,12	19	2,65/3,03
4	-3,26/-2,87	12	-0,12/ 0,27	20	3,03/3,41
5	-2,87/ -2,49	13	0,27 /0,67	21	3,41/3,79
6	-2,49/-2,06	14	0,67/ 1,06	22	3,79/4,17
7	-2,06/-1,70	15	1,06/1,47	23	4,17/4,41
8	-1,70/-1,3	16	1,47/1,86		

Tabla 4.8 - Valor de los tramos de asignación de la fuerza en la posición opuesta

Aunque numéricamente encontremos tramos de igual valor que para el caso ideal, se ha de tener en cuenta que al introducir las fuerzas en la simulación, estos tramos tendrán la orientación cambiada.

Al tener el mismo valor de x_o , los términos A y B, son iguales por lo que reutilizo la ecuación (4.8)

$$Y = 2218,06 - 114,05x_o^2 \quad (4.9)$$

Para obtener las fuerzas para cada tramo, se debe integrar la ecuación (4.9) cómo ya se hizo anteriormente y se obtiene:

$$F = \left(2218,06x - \frac{114,05x^3}{3} \right)_b^a$$

Si se escriben de nuevo todas las fuerzas parciales se obtiene la tabla 4.9:

Tramo	F media (N)	Tramo	F media (N)	Tramo	F media (N)
1	70,49	9	810,17	17	693,01
2	203,24	10	863,62	18	596,38
3	333,49	11	860,07	19	492,76
4	446,60	12	864,23	20	392,95
5	531,04	13	876,54	21	280,63
6	699,17	14	831,20	22	155,79
7	652,93	15	833,92	23	28,41
8	783,96	16	741,16		

Tabla 4.9 - Fuerzas por tramos de asignación en la posición opuesta

Al igual que en la orientación ideal y cómo ya se justificó, se simplifican los cálculos si trabajamos con presiones. Por este motivo en la simulación en ANSYS se introducirá los valores dados en la tabla 4.10.

Tramo	Presión (Mpa)	Tramo	Presión (Mpa)	Tramo	Presión (Mpa)
1	46,37	9	519,34	17	433,13
2	133,71	10	539,76	18	382,30
3	213,78	11	551,32	19	324,19
4	286,28	12	553,99	20	258,52
5	349,37	13	547,84	21	184,62
6	406,50	14	532,82	22	102,49
7	453,43	15	508,49	23	29,59
8	489,98	16	475,10		

Tabla 4.10 - Presiones por tramos de asignación en la posición opuesta

Realizados los cálculos previos, se pueden ya introducir en el ANSYS Workbench con todos los parámetros y propiedades explicadas anteriormente. Pero con la distribución de fuerzas en el lado opuesto tal y como se ve en la figura 4.27.

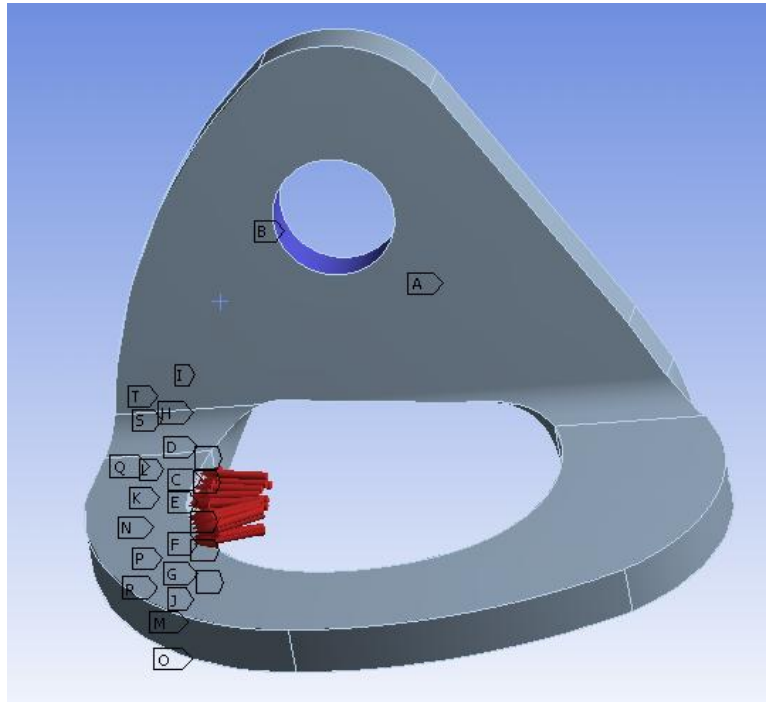


Figura 4.27 – Disposición de las fuerzas en la orientación opuesta en la Faders

En primer lugar se realizó la simulación suponiendo un comportamiento del material lineal, se obtuvo el siguiente diagrama tensional.

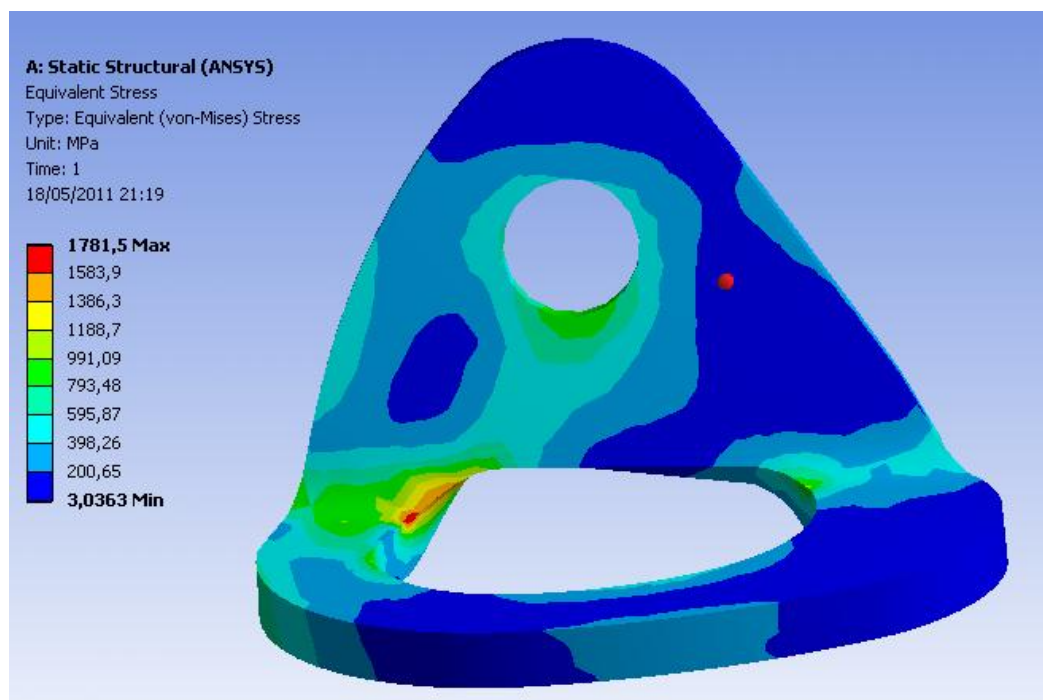


Figura 4.28 - Diagrama de tensión para la orientación opuesta en la Faders

En cuanto a la deformada de la chapa se obtiene:

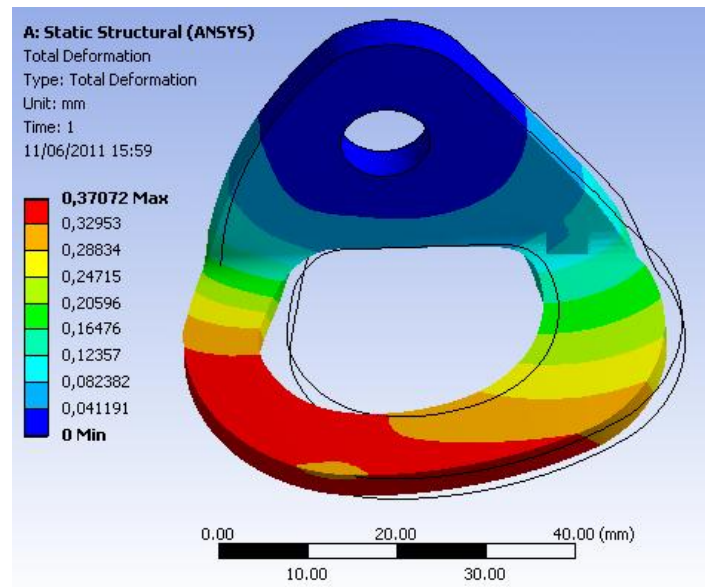


Figura 4.29 - Deformada de la chapa Faders en la posición opuesta

En trazo negro continuo está representada la pieza sin deformación, y se ha aplicado un aumento de 11 veces en la deformada.

Se obtienen también grandes tensiones con un comportamiento lineal, por lo que se repite la simulación suponiendo el comportamiento bilineal explicado anteriormente. Con esta suposición se obtiene:

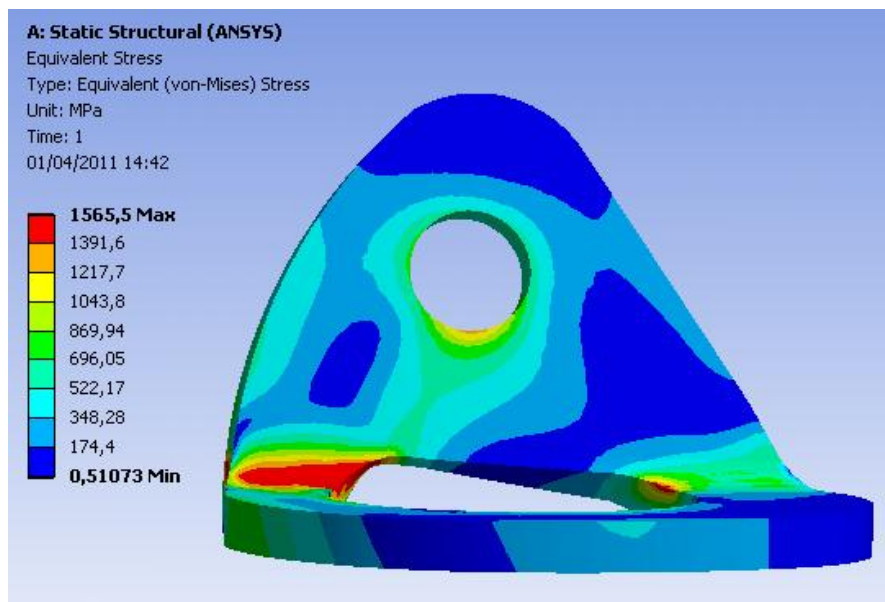


Figura 4.30 - Diagrama de tensiones en Faders, orientación opuesta y comportamiento no lineal

Si estudiamos su deformada (Figura 4.31) se observa un aumento pero dentro de límites totalmente razonables.

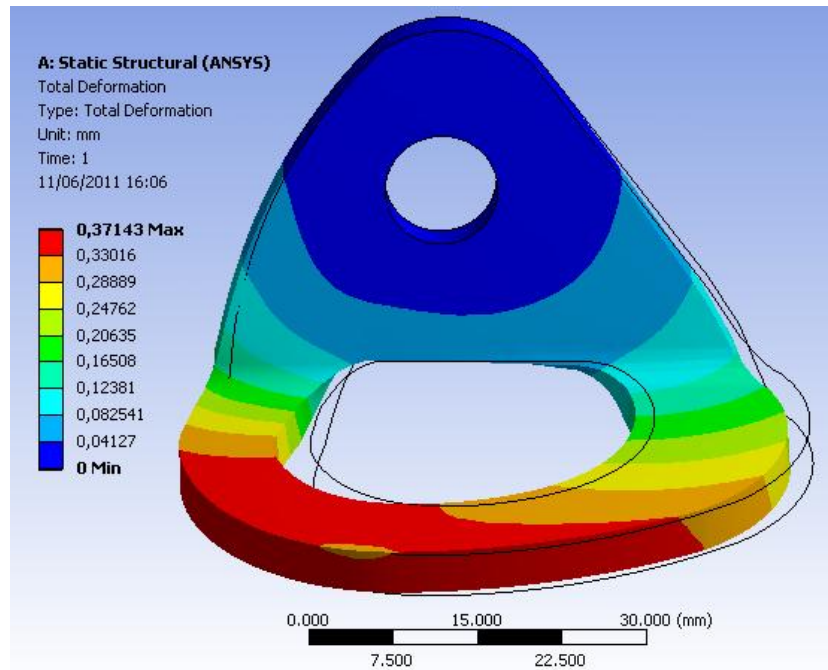


Figura 4.31 - Deformada de la chapa en la posición opuesta para la chapa Faders en comportamiento no lineal

En trazo negro continuo está representada la pieza sin deformación, y se ha aplicado un aumento de 11 veces a la deformada.

A continuación una vez estudiada la posición ideal y la opuesta, se procede a realizar el estudio en la posición horizontal de la chapa.

4.2.5 Orientación Horizontal.

Por último, se ha decidido realizar la simulación para el caso más crítico, donde la chapa se encuentra colocada en posición horizontal como muestra la figura 4.32. Para esta orientación el fabricante reduce las fuerzas máximas tolerables en un 60%, pues pasa de soportar $25KN$ a $15KN$.

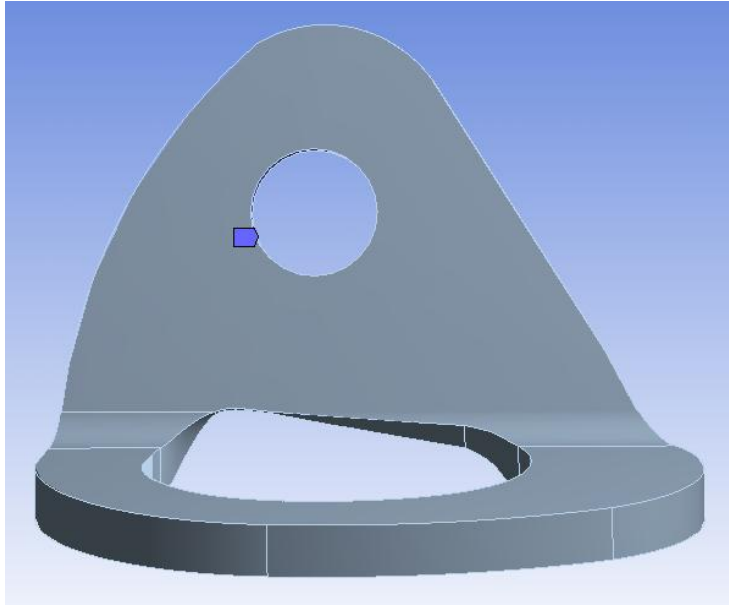


Figura 4.32 - Representación de la chapa en la orientación horizontal

Esta orientación no suele ser un caso real, pues en la misma chapa está indicada como la más crítica. No obstante en ciertas ocasiones se puede encontrar esta orientación debido a una mala instalación o un giro en la misma y se ha decidido estudiarla.

La principal diferencia con las orientaciones anteriores es la posición del mosquetón. Debido a la geometría de la chapa, el mosquetón en caso de caída no tiene una posición fija, y este se moverá a izquierdas o derechas dependiendo la posición del escalador.

Para realizar la simulación se ha elegido como punto de contacto entre chapa y mosquetón el más alejado de la pared. Esto incrementa los momentos producidos por la fuerza por lo que es a su vez, la posición relativa más crítica.

Al igual que en los casos anteriores se deben realizar los cálculos previos necesarios para poder introducirlos en la simulación en ANSYS. Por esto se debe resolver ahora las ecuaciones (4.6) y (4.7) siendo necesario el valor de F y el valor de x_0 .

El valor de F continuará siendo su valor más crítico, $F = 13042,24N$ pero ahora x_0 no se obtendrá con la metodología vista anteriormente, pues el contacto entre chapa y mosquetón ha cambiado.

Para obtener *xo* primero se ha de obtener la superficie de contacto entre chapa y mosquetón. Para esta orientación, el contacto entre chapa y mosquetón no es único como vemos en la figura 4.33.



Figura 4.33 - Contacto entre chapa y mosquetón

Se producen ahora dos contactos entre chapa y mosquetón, siendo necesario para nuestra simulación conocer la superficie del contacto. Es imposible medir directamente o realizarlo a simple vista, por lo que se pintó de negro el mosquetón y se colocó en la posición elegida como más crítica. Al separar ambos elementos la pintura definió el contacto tal y como refleja la figura 4.34.



Figura 4.34 - Contacto real entre chapa y mosquetón

Al tener que introducir este contacto en Solid Edge, se optó por aproximar el contacto a dos semicircunferencias como vemos en la siguiente figura.

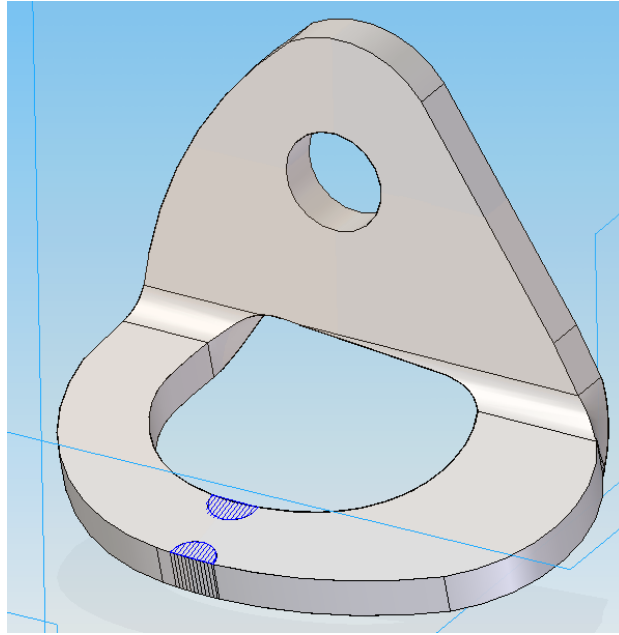


Figura 4.35 - Representación del contacto real en Solid Edge (Faders)

Donde el diámetro usado para el contacto es $D_{ext} = 4,6mm$ y $D_{int} = 4,9mm$

Como se han definido dos superficies de contacto, se caracteriza la fuerza como dos funciones parabólicas independientes, aunque actuando a la vez.

4.2.5.1 Superficie interior.

Como se ha mencionado antes, se ha de resolver las ecuaciones (4.6) y (4.7), por lo que es necesario el valor de x_o y F .

El valor de x_o se obtiene con la simulación en Solid Edge (figura 4.35), siendo la mitad del diámetro representado. Se obtiene $x_o = 2,45mm$

El valor de F no es directo como ha sido en todo los apartados anteriores, pues debemos dividir la fuerza entre las dos superficies de contacto. Para un primer cálculo se supondrá una división equitativa, siendo $F = 6521,12N$

Con estos datos ya es posible resolver el sistema obteniendo:

$$A = 1996,26 \frac{N}{mm} \quad y \quad B = 332,57 \frac{N}{mm^3}$$

De esta manera la ecuación que representa la distribución de la fuerza es:

$$Y = 1996,26 - 332,57x_o^2 \quad (4.10)$$

Se debe dividir ahora $2 \cdot x_o$, se ha elegido dividir el área en tramos iguales de $0,4mm$ como refleja la figura 4.36. De esta manera se obtienen las áreas donde se ejercerá la fuerza y no perder el sentido físico del contacto al ser introducido en ANSYS.

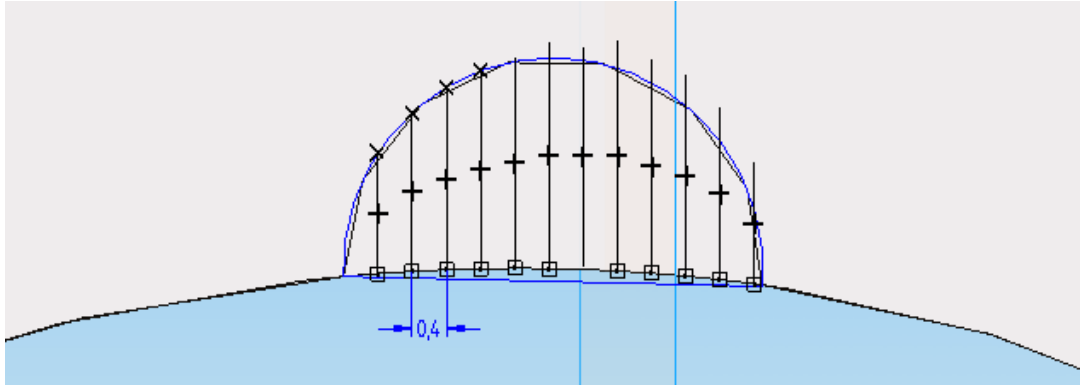


Figura 4.36 - Representación del contacto interior en Solid Edge (Faders)

Si se mide cada tramo tomando como origen el centro del contacto teórico y se obtiene:

Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o
1	-2,45 / -2,05	6	-0,45/-0,05	11	1,55/1,95
2	-2,05/-1,65	7	-0,05/0,35	12	1,95/2,35
3	-1,65/-1,25	8	0,35/0,75	13	2,35/2,45
4	-1,25/-0,85	9	0,75/1,15		
5	-0,85/-0,45	10	1,15/1,55		

Tabla 4.11 - Valor de los tramos de asignación de la fuerza en la posición horizontal

Para obtener las fuerzas para cada tramo, se debe integrar la ecuación (4.10) como ya se hizo anteriormente y se obtiene:

$$F = \left(1996,26x - \frac{332,57x^3}{3} \right)_b^a$$

Si se agrupan todas las fuerzas parciales para cada tramo se obtiene la siguiente tabla:

Tramo	Fuerza (N)	Tramo	Fuerza (N)	Tramo	Fuerza (N)
1	70,43	6	874,39	11	392,01
2	334,13	7	880,82	12	141,18
3	546,37	8	835,80	13	9,93
4	707,17	9	739,33		
5	816,51	10	591,40		

Tabla 4.12 - Valor de la fuerza en cada tramo para la posición horizontal

Al ser estas fuerzas perpendiculares a la superficie plana, se pueden introducir fácilmente en la simulación con ANSYS y no se trabajará con presiones.

4.5.2.2 Superficie exterior.

Al igual que antes se han de resolver las ecuaciones (4.6) y (4.7), por lo que son necesarios los valores x_o y F .

El valor de x_o se puede obtener del modelo en Solid Edge, siendo la mitad del diámetro representado en la figura 4.35. Siendo $x_o = 2,30mm$

El valor de F al suponerlo equitativo en ambas superficies es $F = 6521,12N$

Con estos datos se resuelve el sistema, por lo que la ecuación de la distribución parabólica de la fuerza resulta:

$$Y = 2126,46 - 401,98x_o^2 \quad (4.11)$$

Una vez definido el valor de x_o , es necesario dividir en tramos el contacto teórico como vemos en la figura 4.36.

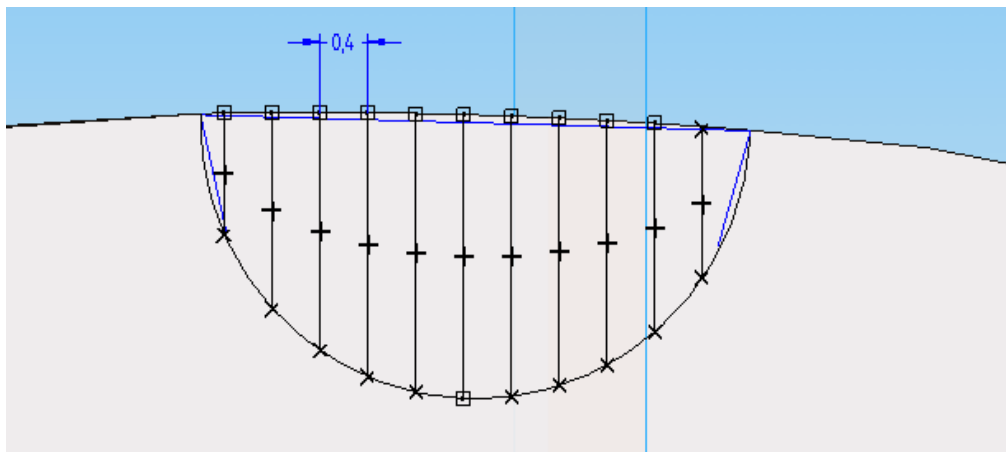


Figura 4.36 - Representación del contacto exterior en Solid Edge (Faders)

Si se mide cada tramo tomando como origen el centro del contacto teórico se obtiene:

Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o
1	-2,3 / -1,9	5	-0,7/-0,3	9	0,9/1,3
2	-1,9/-1,5	6	-0,3/0,1	10	1,3/1,7
3	-1,5/-1,1	7	0,1/0,5	11	1,7/2,1
4	-1,1/-0,7	8	0,5/0,9	12	2,1/2,3

Tabla 4.13 - Valor de los tramos de asignación de la fuerza en la posición horizontal

Y al igual que en la superficie interior, se ha de integrar la ecuación (4.11) en cada intervalo resultado las fuerzas dadas a continuación.

Tramo	Fuerza (N)	Tramo	Fuerza (N)	Tramo	Fuerza (N)
1	210,08	5	763,47	9	635,77
2	412,28	6	795,40	10	497,42
3	571,91	7	784,76	11	316,50
4	688,98	8	731,55	12	77,10

Tabla 4.14 - Valor de la fuerza en cada tramo para la posición horizontal

Al ser estas fuerzas perpendiculares a la superficie plana, se pueden introducir fácilmente en la simulación y no se trabajará con presiones.

A continuación, y una vez resuelto los cálculos previos, se está en disposición de iniciar la simulación en ANSYS Workbench. Las propiedades del material son las mismas que para la posición ideal, y se empezará suponiendo un comportamiento lineal del acero.

Para esta orientación las fuerzas se introducen como muestra la figura siguiente

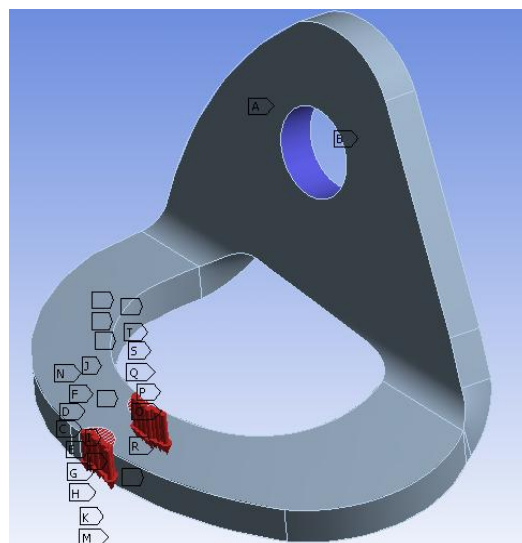


Figura 4.37 - Simulación de la chapa en posición horizontal

El diagrama obtenido con orientación horizontal y comportamiento del material lineal es:

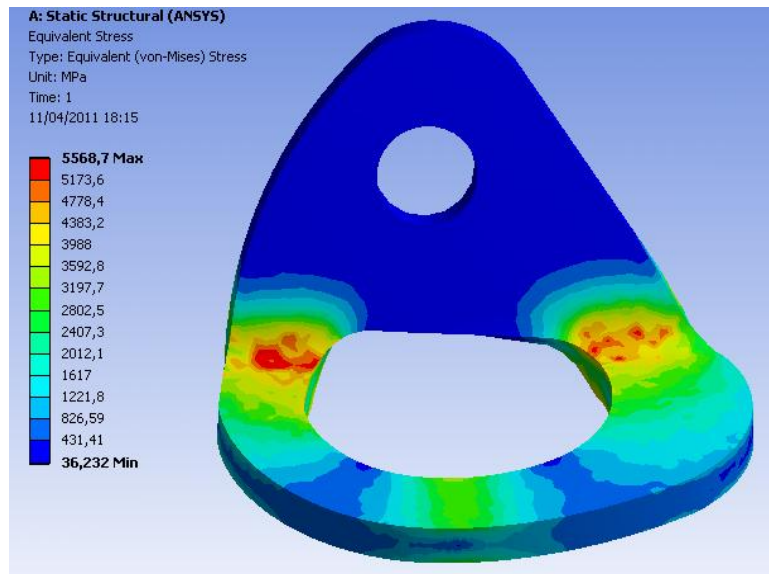


Figura 4.38 – Diagrama de tensiones en la posición horizontal (Faders)

Al igual que en los casos anteriores, con el fin de disminuir las tensiones obtenidas, se repite la simulación suponiendo un comportamiento del material no lineal.

Como se explicó para la orientación ideal, se supone un material bilineal cuyo límite elástico es 1200Mpa y el módulo tangente es 5000Mpa .

Con estas suposiciones se obtiene el siguiente diagrama tensional:

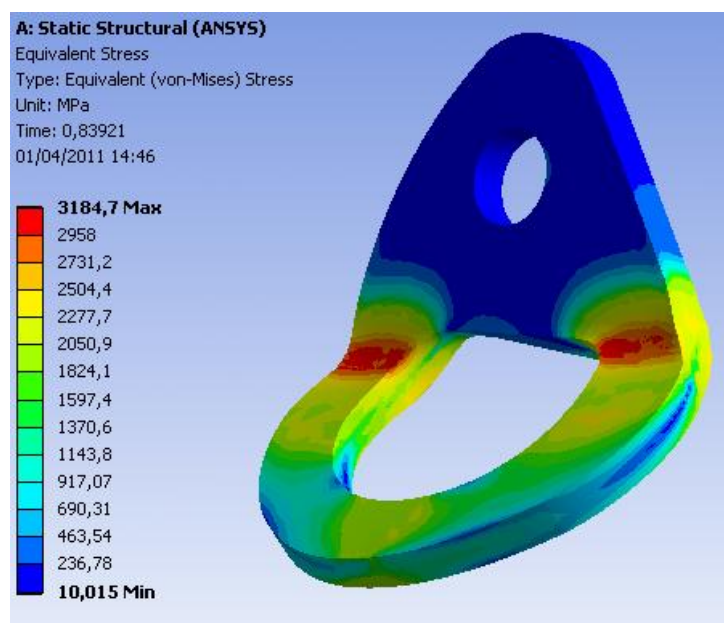


Figura 4.39 - Diagrama de tensiones en la posición horizontal y comportamiento no lineal para la chapa Faders

Para esta orientación la deformada obtenida es la mostrada en la figura 4.40:

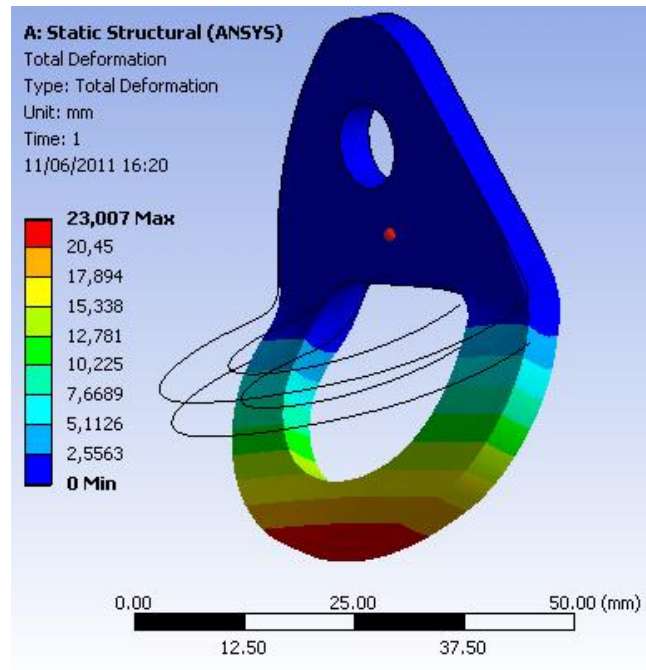


Figura 4.40 - Deformada de la chapa en la posición horizontal para la chapa Faders en comportamiento no lineal

En trazo negro continuo esta representada la pieza sin deformación, y la deformada esta a escala real. Como se observa, se obtiene una deformada mucho mayor que en los casos anteriores, esto es debido a ser la simulación más crítica (poco probable en la realidad). En la orientación horizontal el mosquetón no dispone de un sitio fijo para aplicar la fuerza, por lo que en una caída este se moverá y repartirá la fuerza en todo el recorrido siendo las tensiones reales menores.

Además la fuerza ejercida es $F = 13042,24N$, siendo el máximo tolerable $F = 15000N$. El anclaje debe resistir una caída de esa magnitud, pero no una acumulación de ellas, puede deformar. Además se ha de recordar que se desconoce el límite elástico real del material y los estudios realizados por el fabricante para obtener el equilibrio entre su límite elástico y la deformada aceptable del material.

Por otro lado al producirse grandes deformaciones, no se puede asegurar que el modelo de material represente correctamente el trabajo del acero en grandes deformaciones. Sería necesario realizar modificaciones importantes en el modelo pero se saldría de los requisitos del PFC, se tendrá en cuenta para analizar los resultados pero no se realizará un modelo totalmente compatible con las grandes deformaciones.

Se han finalizado ya las simulaciones para la chapa marca Faders, por lo que se ha de repetir todo este proceso para las dos marcas restantes.

La metodología aplicada se ha explicado y justificado ya, por lo que en la chapa marca Fixe y en la chapa marca Néstor se verá resumida.

4.3 Chapa marca Fixe.

Este modelo hecho en acero es el más robusto de los tres, no es simétrico y la métrica para la fijación es de $d = 12mm$. Su geometría es la reflejada en la figura 4.41:



Figura 4.41 - Fixe real

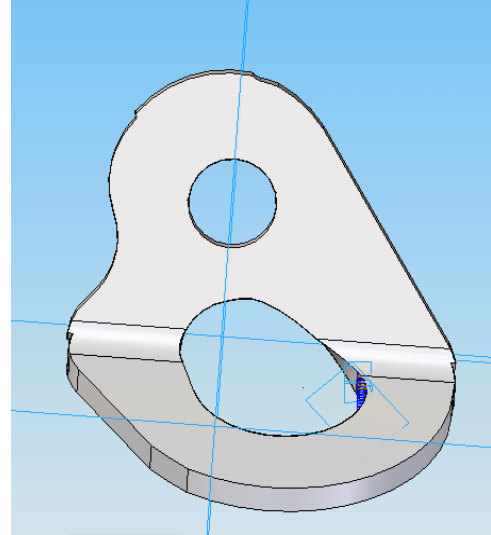


Figura 4.42 - Fixe simulada

Para obtener el modelo de la figura 4.42, es necesario realizar el modelado en Solid Edge. Para la chapa anterior se explico detalladamente la metodología empleada, en adelante se verá resumido este proceso.

4.3.1 Modelado en Solid Edge.

El método aplicado para realizar este modelo en Solid Edge, es el mismo que para la chapa anterior. Es necesario realizar un plano en papel como se ve en la figura 4.43.

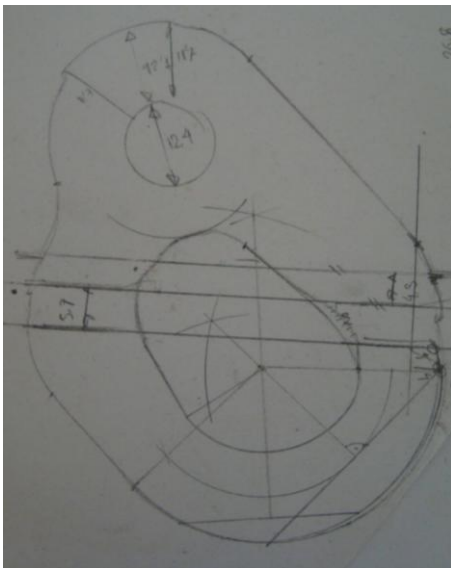


Figura 4.43 - Fixe sobre papel

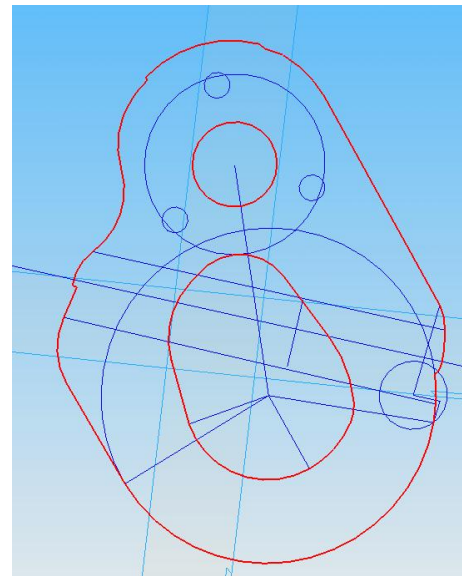


Figura 4.44 - Plano Fixe en Solid Edge

El proceso seguido para crear la pieza esta reflejado en las imágenes 4.45, 4.46, 4.47 y 4.48.

Primero se crea la pieza plana con el espesor adecuado, se realiza el agujero para la fijación, posteriormente el agujero donde se introducirá el mosquetón y por ultimo el doblez.

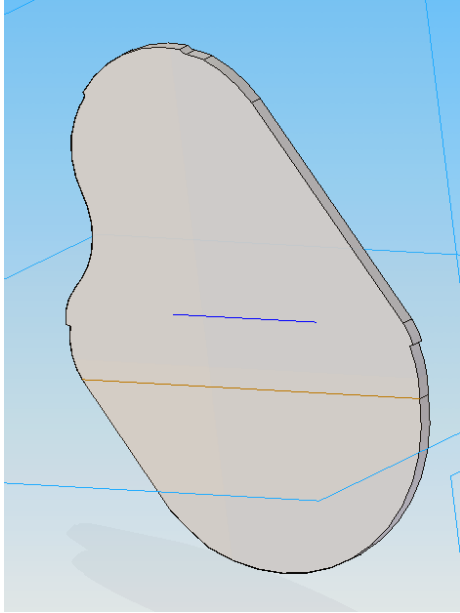


Figura 4.45 - Creación pieza plana Fixe

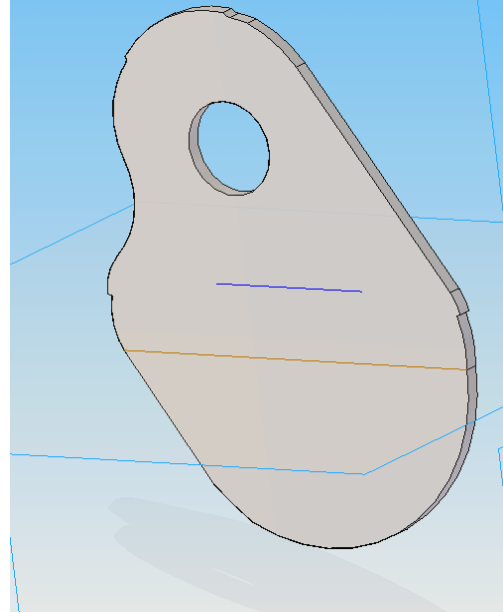


Figura 4.46 - Primer vaciado Fixe

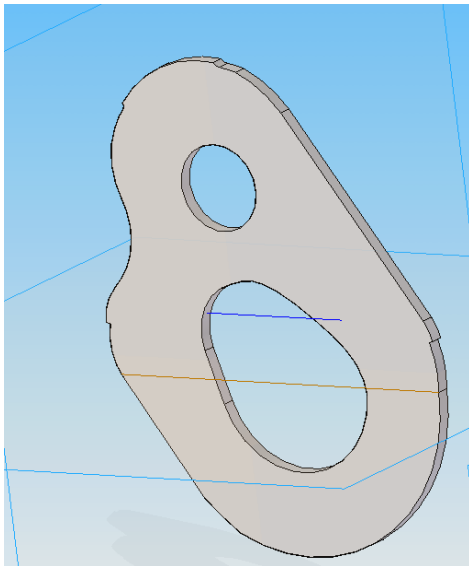


Figura 4.47 - Segundo vaciado Fixe

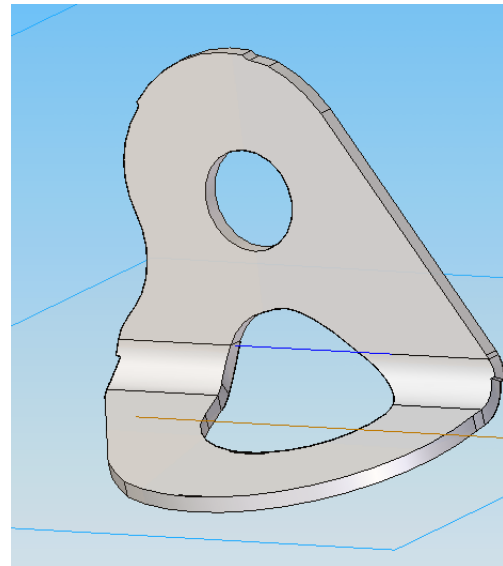


Figura 4.48 - Doblado de la chapa Fixe

A continuación se ha de realizar las simulaciones para las distintas orientaciones elegidas en la chapa Faders.

4.3.2 Orientación ideal.

Al igual que para el modelo anterior, para resolver las ecuaciones (4.6) y (4.7) (Cálculo de A y B), se debe obtener el valor de x_o pues el valor de F será el mismo.

Para ello se ha de introducir en el modelo de Solid Edge el valor del contacto real, y medir el teórico contacto lineal x_o como vemos en la figura 4.49

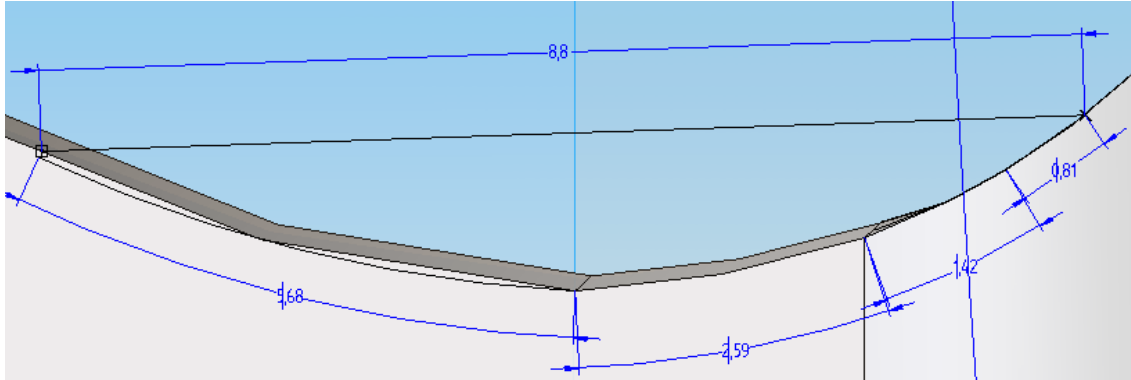


Figura 4.49 - Representación del contacto real en Solid Edge para la chapa Fixe

Se obtiene un valor de $2 \cdot x_o = 8,8 \text{ mm}$

Resolviendo el sistema de ecuaciones sabiendo que $F = 13042,24 \text{ N}$ se obtiene

$$Y = 2223,11 - 114,83x_o^2 \quad (4.12)$$

Posteriormente se ha de dividir en tramos el contacto real, para proyectar y medir sobre el contacto teórico. Al realizarse esta operación en Solid Edge como muestra la figura 4.50, obtenemos la tabla 4.15.

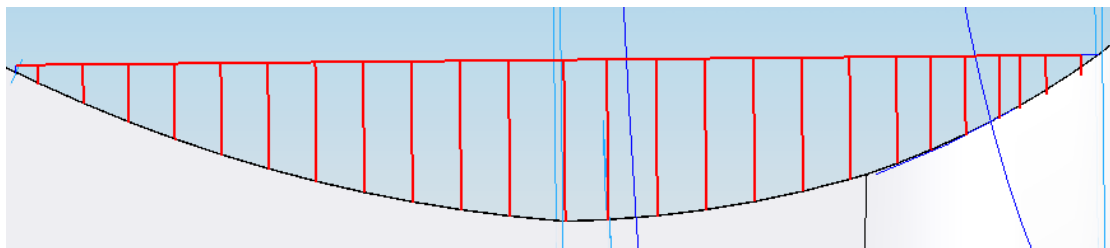


Figura 4.50 - Representación de los tramos en Solid Edge

Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o
1	-4,4/-4,22	10	-1,19/-0,8	19	2,38/2,76
2	-4,22/-3,86	11	-0,8/-0,4	20	2,76/3,04
3	-3,86/-3,49	12	-0,4/0	21	3,04/3,32
4	-3,49/-3,12	13	0/0,4	22	3,32/3,6
5	-3,12/-2,74	14	0,4/0,8	23	3,6/3,75
6	-2,74/-2,36	15	0,8/1,2	24	3,75/3,91
7	-2,36/-1,97	16	1,2/1,6	25	3,91/4,12
8	-1,97/-1,58	17	1,6/1,99	26	4,12/4,4
9	-,158/-1,19	18	1,99/2,38		

Tabla 4.15 - Valor de los tramos de asignación de la fuerza para la chapa Fixe orientación ideal

Donde se ha llamado tramo 1, al situado más a la izquierda.

Una vez se han obtenidos los intervalos, se procede a integrar la ecuación (4.12) para obtener la ecuación que nos da fuerza en cada tramo.

$$F = \left(2223,11x - \frac{114,83x^3}{3} \right)_b^a$$

Agrupando los valores se obtiene:

Tramo	F media (N)	Tramo	F media (N)	Tramo	F media (N)
1	16,15	10	822,11	19	556,05
2	125,16	11	872,10	20	351,86
3	248,25	12	886,79	21	297,12
4	357,98	13	886,79	22	237,35
5	469,65	14	872,10	23	100,81
6	560,52	15	842,70	24	86,15
7	656,53	16	798,60	25	78,04
8	725,35	17	722,15	26	38,77
9	780,54	18	652,64		

Tabla 4.16 - Fuerzas por cada tramo de asignación fuerza para la chapa Fixe orientación ideal

Al igual que en el modelo anterior de chapa, se opta con trabajar con presiones para facilitar el cálculo de las fuerzas perpendiculares a la superficie.

Para la chapa marca Fixe, se mide un espesor de $E = 4mm$. Si multiplicamos este espesor por la longitud de cada tramo, se obtiene el área de acción de cada fuerza.

Si se divide cada fuerza entre su área, se obtienen las presiones de la tabla 4.17 para introducir en la simulación en ANSYS.

Tramo	Presión (Mpa)	Tramo	Presión (Mpa)	Tramo	Presión (Mpa)
1	22,43	10	526,99	19	365,82
2	86,92	11	545,06	20	314,16
3	167,74	12	554,25	21	265,29
4	241,88	13	554,25	22	211,92
5	308,98	14	545,06	23	168,01
6	368,76	15	526,69	24	134,61
7	420,86	16	499,13	25	92,90
8	464,97	17	462,92	26	34,62
9	500,35	18	418,36		

Tabla 4.17 - Presiones por cada tramo de asignación fuerza para la chapa Fixe orientación ideal

Con estos cálculos previos es posible realizar la simulación en ANSYS Workbench. La metodología aplicada es idéntica que para la chapa Faders, pues solo se ha modificado la geometría. Con un comportamiento lineal del material se obtiene el siguiente diagrama tensional.

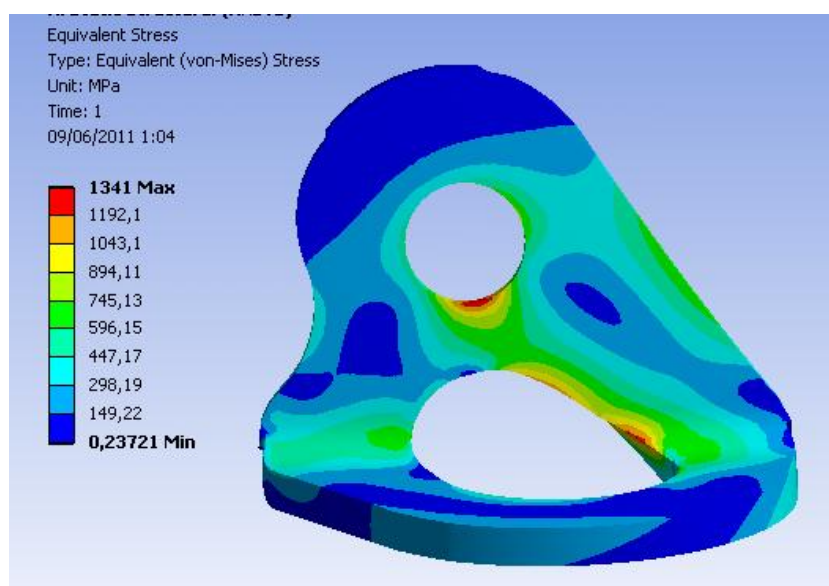


Figura 4.51 - Diagrama de tensiones para la chapa Fixe en la posición ideal

Para un comportamiento no lineal del material se debe disminuir el límite elástico establecido para la chapa marca Faders, pues con las nuevas tensiones la chapa no se deformaría.

Se opta por poner un límite elástico de 1000Mpa y un módulo tangente de 500Mpa , obteniendo el diagrama de tensiones mostrado en la figura 4.52.

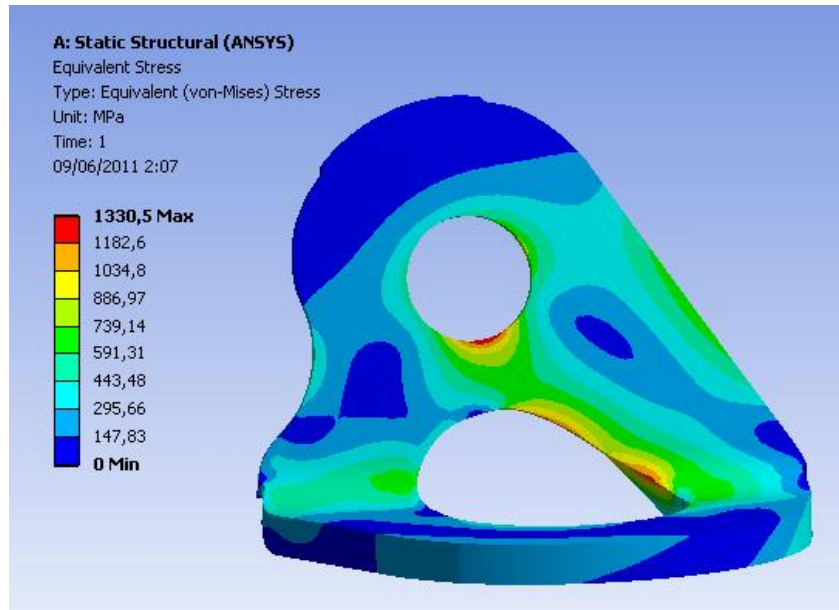


Figura 4.52 - Diagrama de tensiones para el comportamiento no lineal fuerza para la chapa Fixe orientación ideal

Al suponerse un comportamiento no lineal, se supone una deformada mayor aunque totalmente aceptable como se ve en la figura siguiente.

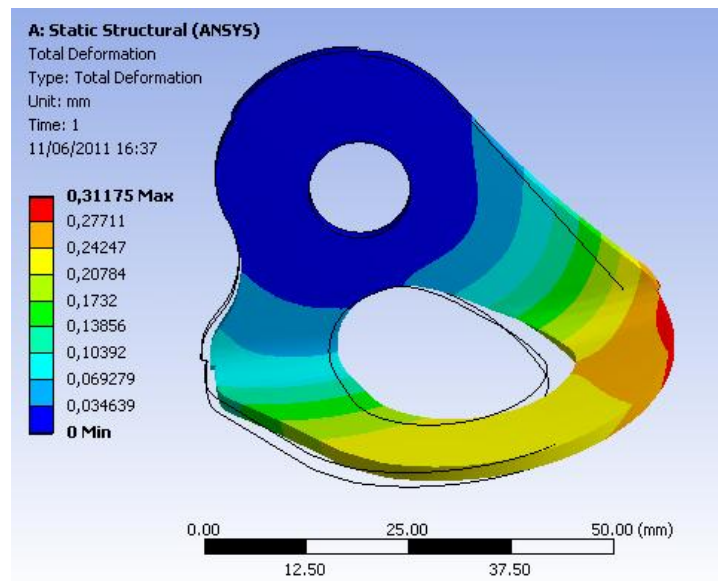


Figura 4.53 - Deformada de la chapa en la posición ideal fuerza para la chapa Fixe

En trazo negro continuo está representada la pieza sin deformación, y se ha aplicado un aumento de 17 veces en la deformada.

4.3.3 Orientación opuesta.

Si se estudia la chapa para una colocación contraria a la indicada por el fabricante, se observa que este lado no es curvo, por lo que se debe caracterizar la superficie de contacto.

Con esta orientación es difícil de medir el contacto, pues tenemos entre una superficie curva y una lineal, como muestra la siguiente figura.

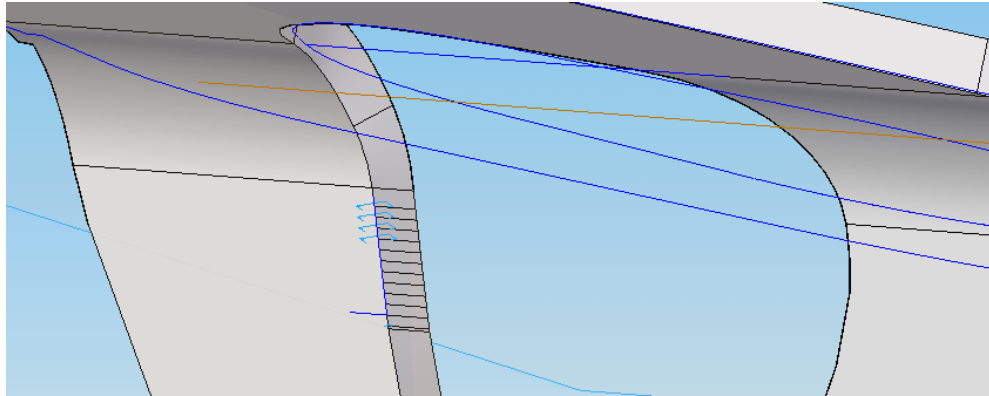


Figura 4.54 - Representación del contacto entre chapa y mosquetón para la chapa Fixe en la orientación opuesta

Se observa como el mosquetón solo tiene contacto en su mitad superior, por lo que se asume la superficie de contacto como la mitad de la calculada en el caso ideal.

Por lo tanto la superficie de contacto teórica se obtiene sin usar Solid Edge y tiene el valor de $2 \cdot x_o = 4,4mm$.

Al ser la fuerza un valor constante en las simulaciones y una vez se ha obtenido el valor de x_o , se puede resolver el sistema formado por las ecuaciones (4.6) y (4.7) obteniendo:

$$Y = 4446,22 - 918,643x_o^2 \quad (4.12)$$

Para calcular los tramos donde se aplicará la fuerza, si se ha utilizado Solid Edge como ya mostraba la figura 4.54.

Se ha dividido la superficie real en tramos de $0,4mm$, por lo que si se toma como referencia la mitad del contacto, se obtienen la siguiente tabla.

Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o
1	-2,20/-1,80	5	-0,60/-0,20	9	1,00/1,40
2	-1,80/-1,40	6	-0,20/0,20	10	1,40/1,80
3	-1,40/-1,00	7	0,20/0,60	11	1,80/2,20
4	-1,00/-0,60	8	0,60/1,00		

Tabla 4.18 - Tramos de asignación de la fuerza para la chapa Fixe orientación opuesta

Para obtener las fuerzas de cada tramo, se ha procedido de manera idéntica que la explicada en el caso ideal, pues las ecuaciones son las mismas.

Se obtiene por tanto la siguiente tabla de fuerzas.

Tramo	Fuerza (N)	Tramo	Fuerza (N)	Tramo	Fuerza (N)
1	303,76	5	1714,80	9	1244,45
2	832,90	6	1773,59	10	832,90
3	1244,45	7	1714,80	11	303,76
4	1538,42	8	1538,42		

Tabla 4.19 – Valor de la fuerza por tramos para la chapa Fixe orientación opuesta

Para este caso en particular, al no tener superficies curvas, la simulación y el posterior cálculo de la posición de las fuerzas no es difícil. Se ha ahorrado así, el convertir a presiones

Con los cálculos anteriores se procede a realizar la simulación en ANSYS Workbench, primero suponiendo un comportamiento del material lineal con las propiedades idénticas al caso ideal. Con esta orientación se obtiene el siguiente diagrama tensional:

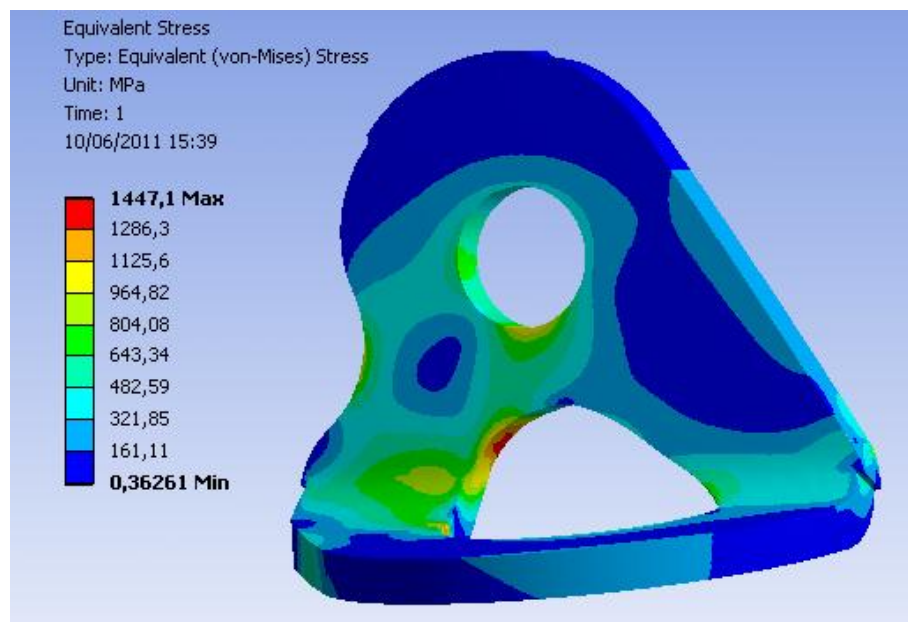


Figura 4.55 - Diagrama de tensiones para la posición opuesta de la chapa Fixe

Si se supone un comportamiento no lineal, con propiedades análogas a las vistas en la orientación ideal se obtiene el siguiente diagrama tensional.

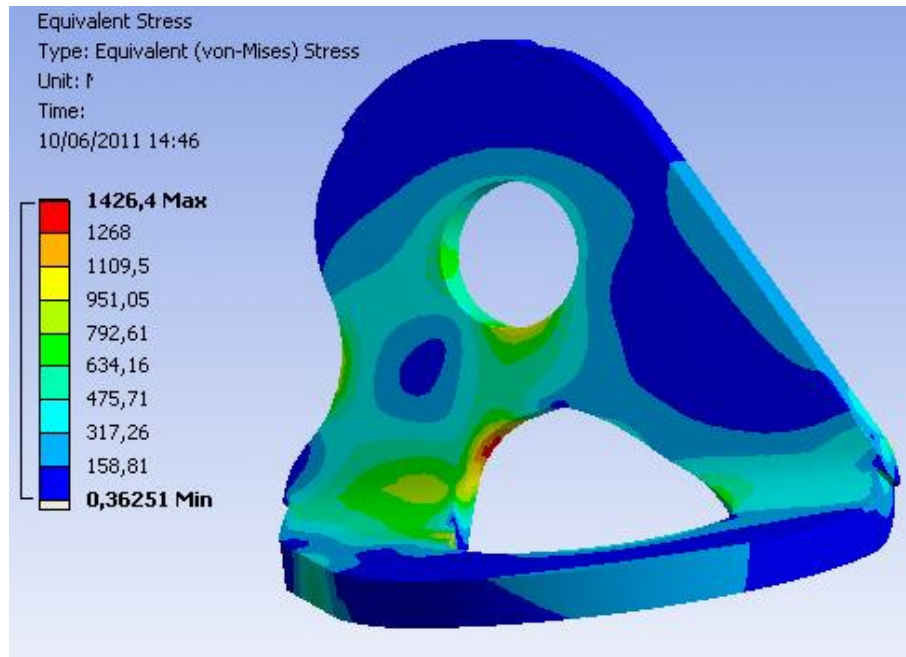


Figura 4.56 - Diagrama de tensiones para la posición opuesta en comportamiento no lineal para la chapa Fixe

La deformada se encuentra dentro de los parámetros aceptables siendo:

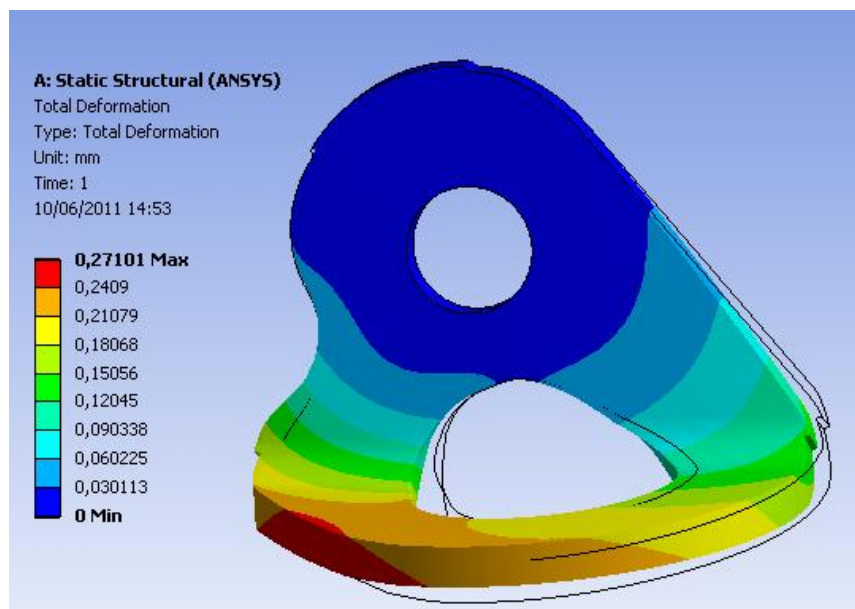


Figura 4.57 - Representación de la deformada en comportamiento no lineal para la chapa Fixe

La deformada está representada con un aumento en 17 veces, y la posición original se representa con trazo negro continuo.

4.3.4 Orientación horizontal.

Al igual que para la chapa marca Faders, la simulación de esta orientación no se debe a ser un caso real, sino a ser el caso más crítico posible.

Se deben resolver de nuevo, las ecuaciones (4.6) y (4.7). Siendo necesario el valor de F y de x_0 , para este último se ha de obtener la superficie de contacto entre chapa y mosquetón.

Para esta orientación como pasaba en el modelo Faders, se diferencian dos contactos entre chapa y mosquetón, por lo que se aplicará la misma metodología que la vista en su posición horizontal. Salvo que en este modelo el mosquetón solo incide sobre los vértices de la chapa, tanto interior como exterior. Por lo tanto se pasa de tener un par de superficies de contacto, a solo dos elementos lineales.

Para la simulación en ANSYS se debe aplicar la fuerza sobre una superficie y no sobre un elemento lineal. De este modo se evita que al aplicar fuerzas en superficies que tienden a cero, produzcan tensiones que tienden a infinito.

Por lo tanto en Solid Edge se representará el contacto como se ve en la figuras 4.58 y 4.59.

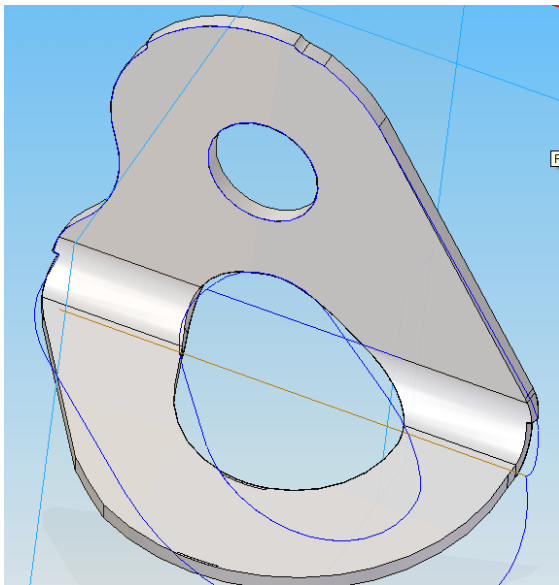


Figura 4.58 - Representación del contacto entre chapa y mosquetón Fixe

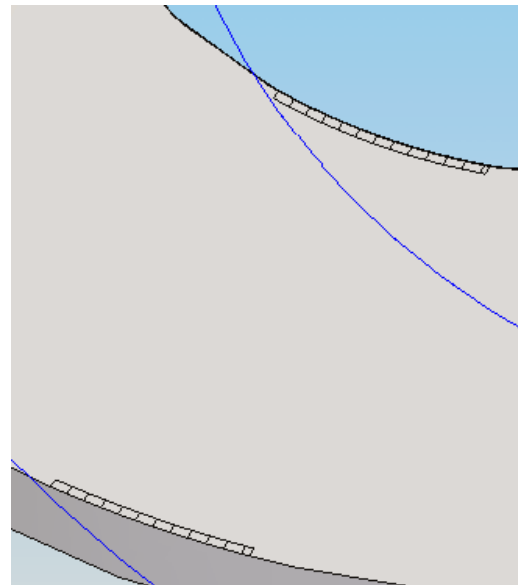


Figura 4.59 - Ampliación de la zona de contacto

Teóricamente, la magnitud x_0 es la misma que la obtenida en la chapa Faders, pues el mosquetón no ha variado. Solo se modifican las áreas de aplicación como se ha visto en la figura 4.58.

Por este motivo se pueden reutilizar las ecuaciones de la distribución parabólica de la fuerza, tanto en el contacto interior como en el exterior.

4.3.4.1 Contacto exterior.

Para la parte exterior se obtenía un valor de $2 \cdot x_o = 4,9mm$. La ecuación de la distribución de la fuerza, suponiendo un reparto equitativo de la fuerza resultaba:

$$y = 2126,46 - 401,98x^2 \quad (4.13)$$

Se debe ahora dividir la superficie de contacto como se ve en la figura 4.60. Se han elegido tramos de $0,4mm$.

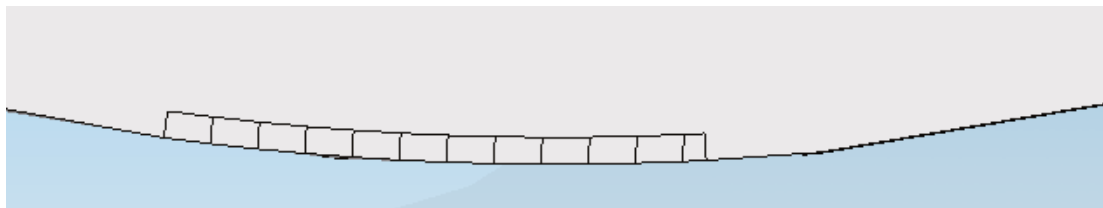


Figura 4.60 - Superficie de contacto exterior entre chapa y mosquetón chapa Fixe

Si se mide tomando como origen el centro del contacto teórico, se obtiene la tabla siguiente:

Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o
1	-2,3 / -1,9	5	-0,7/-0,3	9	0,9/1,3
2	-1,9/-1,5	6	-0,3/0,1	10	1,3/1,7
3	-1,5/-1,1	7	0,1/0,5	11	1,7/2,1
4	-1,1/-0,7	8	0,5/0,9	12	2,1/2,3

Tabla 4.20 - Tramos de asignación de la fuerza para la chapa Fixe orientación horizontal, cara exterior

De integrar la ecuación (4.13) en cada tramo, se obtienen las siguientes fuerzas.

Tramo	Fuerza (N)	Tramo	Fuerza (N)	Tramo	Fuerza (N)
1	210,08	5	763,47	9	635,77
2	412,28	6	795,40	10	497,42
3	571,91	7	784,76	11	316,50
4	688,98	8	731,55	12	77,10

Tabla 4.21 - Valor de la fuerza por tramos para la chapa Fixe orientación horizontal, cara exterior

4.3.4.2 Contacto interior.

Para la parte exterior se obtenía un valor de $2 \cdot x_o = 4,6mm$. La ecuación de la distribución de la fuerza, suponiendo un reparto equitativo de la fuerza resultaba:

$$y = 1996,26 - 332,57x^2 \quad (4.14)$$

Se debe ahora dividir la superficie de contacto como se ve en la figura 4.61. Se han elegido tramos de $0,4mm$.

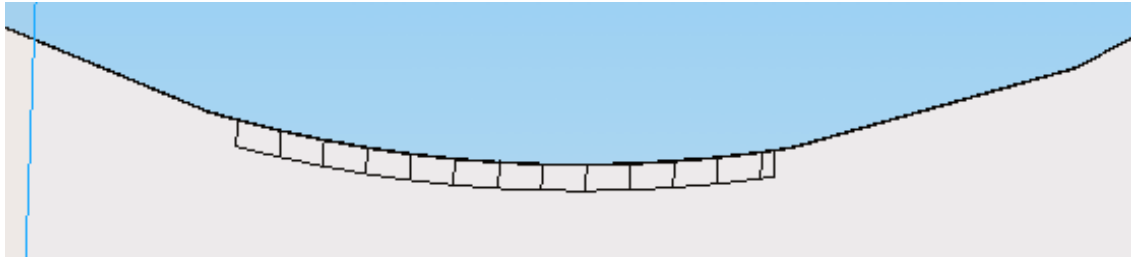


Figura 4.61 - Superficie de contacto interior entre chapa y mosquetón para la chapa Fixe

Si se mide tomando como origen el centro del contacto teórico, se obtiene la tabla siguiente:

Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o
1	-2,45 / -2,05	6	-0,45/-0,05	11	1,55/1,95
2	-2,05/-1,65	7	-0,05/0,35	12	1,95/2,35
3	-1,65/-1,25	8	0,35/0,75	13	2,35/2,45
4	-1,25/-0,85	9	0,75/1,15		
5	-0,85/-0,45	10	1,15/1,55		

Tabla 4.21 - Tramos de asignación de la fuerza para la chapa Fixe orientación horizontal, cara interior

De integrar la ecuación (4.14) en cada tramo, se obtienen las siguientes fuerzas.

Tramo	Fuerza (N)	Tramo	Fuerza (N)	Tramo	Fuerza (N)
1	70,43	6	874,39	11	392,01
2	334,13	7	880,82	12	141,18
3	546,37	8	835,80	13	9,93
4	707,17	9	739,33		
5	816,51	10	591,40		

Tabla 4.22 – Valor de la fuerza por tramos para la chapa Fixe orientación horizontal, cara interior

Realizados los cálculos previos, se realiza la simulación en ANSYS Workbench y se obtiene el siguiente diagrama tensional.

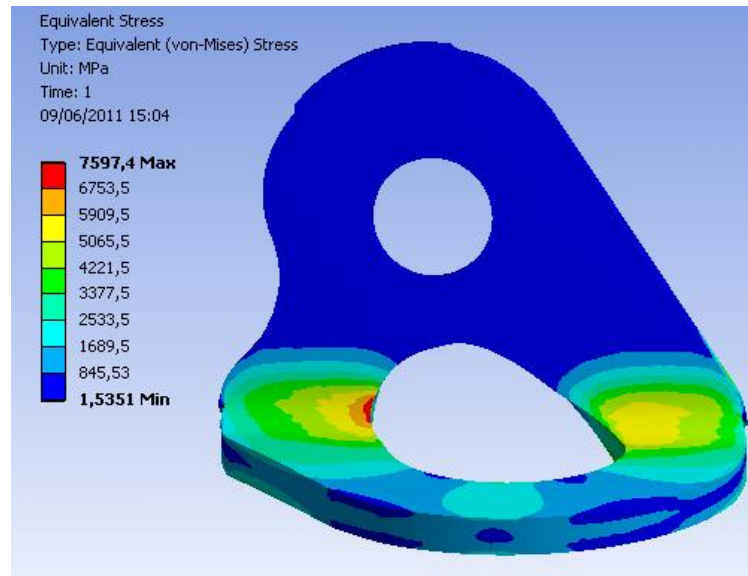


Figura 4.62 - Diagrama tensional para la orientación horizontal de la chapa Fixe

Se obtienen valores inadmisibles que el material no soportaría, esto es debido a suponer un comportamiento del material lineal. Se opta por realizar la simulación suponiendo un comportamiento no lineal del material con las mismas propiedades descritas anteriormente.

Se opta por poner un límite elástico de 1000Mpa y un módulo tangente de 5000Mpa y se obtiene el diagrama de tensiones mostrado en la figura 4.63.

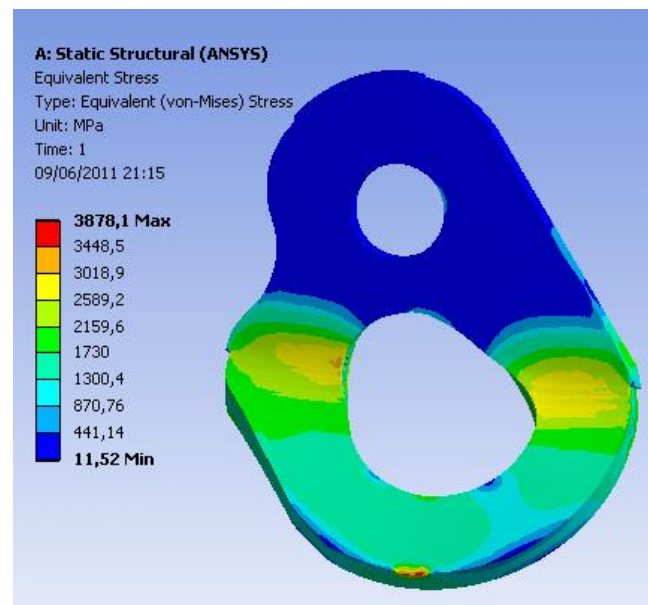


Figura 4.63 - Diagrama de tensiones para la orientación horizontal de la chapa Fixe con comportamiento no lineal

Donde la fuerza, como se aprecia en la figura anterior, ha invertido el doblez dejando la pieza casi plana. Aún produciéndose una gran deformación, el anillo donde se introduce el mosquetón no se ha visto afectado.

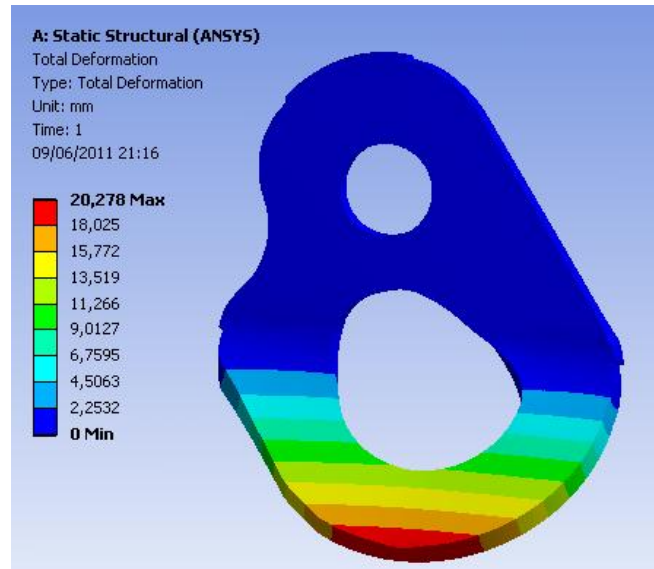


Figura 4.64 - Representación de la deformada para la chapa Fixe orientación horizontal

En la figura 4.64, aun se tiene una tensión muy elevada pero sobre todo en el punto de aplicación de la fuerza. Para evitar esto, se amplía la superficie de contacto introduciendo en el modelo lo estudiado para la chapa marca Faders como muestra la siguiente figura.

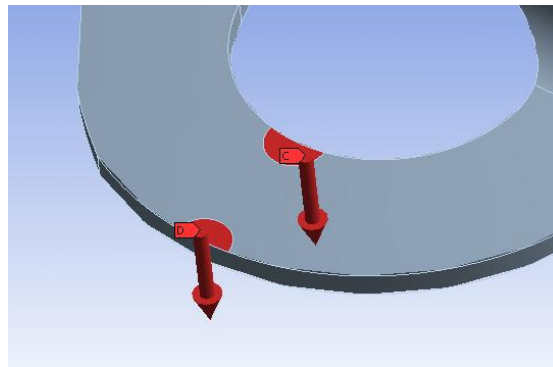


Figura 4.65 - Nueva superficie de contacto introducida en ANSYS

Como en la orientación lateral los puntos de mayor tensión están alejados del punto de contacto, se ha simplificado la distribución parabólica de la fuerza. Se introducen ahora dos fuerzas de igual valor repartidas en ambas superficies.

Con esta suposición, se ven reducidas las tensiones drásticamente como muestra la figura 4.66. Al igual que para el modelo de chapa anterior, los valores de las tensiones siguen siendo elevados. Se recuerda que esta orientación no es un caso real, y que se desconocen las propiedades exactas del material.

Al no conocer el límite elástico real, se desconoce el equilibrio entre la deformación aceptable y sus tensiones. Sería posible mediante una sucesión de simulaciones encontrar este equilibrio, pero al no ser una orientación real no se ha considerado necesario

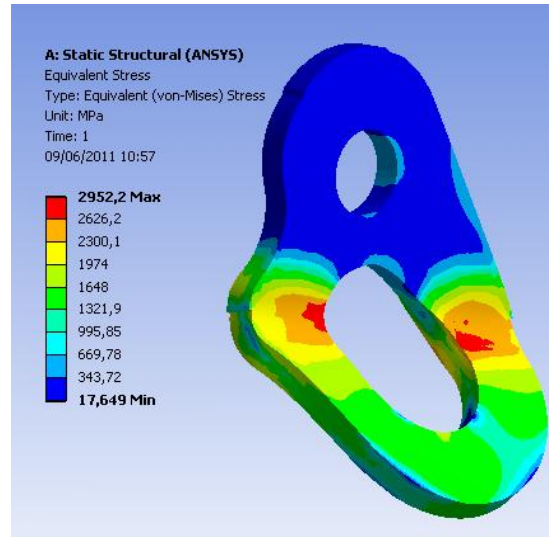


Figura 4.66 - Diagrama de tensiones en orientación horizontal para la chapa Fixe con comportamiento no lineal y superficie de contacto mayor

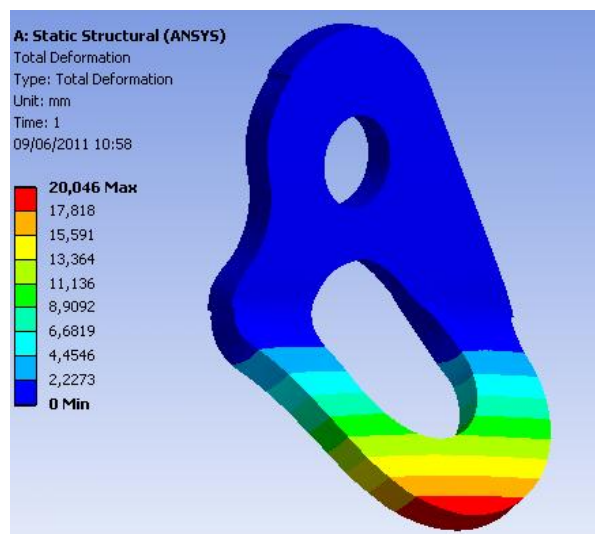


Figura 4.67 - Deformada en orientación horizontal para la chapa Fixe con comportamiento no lineal y superficie de contacto mayor

Por último se realizan las mismas simulaciones para la última chapa, el modelo de la marca Nestor

4.4 Chapa marca Néstor.

Este es el modelo con menos espesor de los tres ($E = 3mm$), no es simétrico y la métrica para la fijación es de $d = 12mm$.



Figura 4.68 - Chapa Néstor

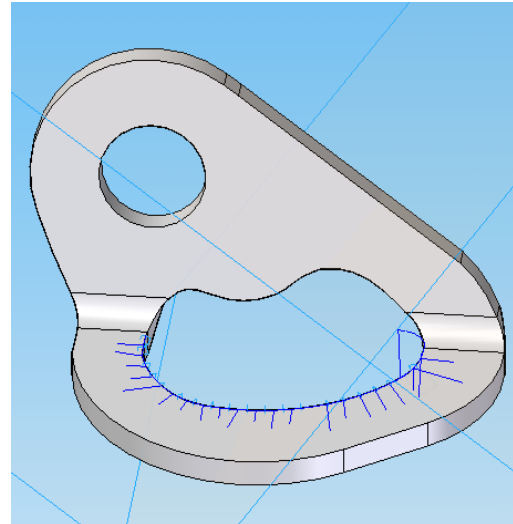


Figura 4.69 - Chapa Néstor en Solid Edge

4.4.1 Modelado en Solid Edge.

El método aplicado para realizar este modelo en Solid Edge, es el mismo que para la chapa anterior. Es necesario realizar un plano en papel como se ve en la figura 4.70.

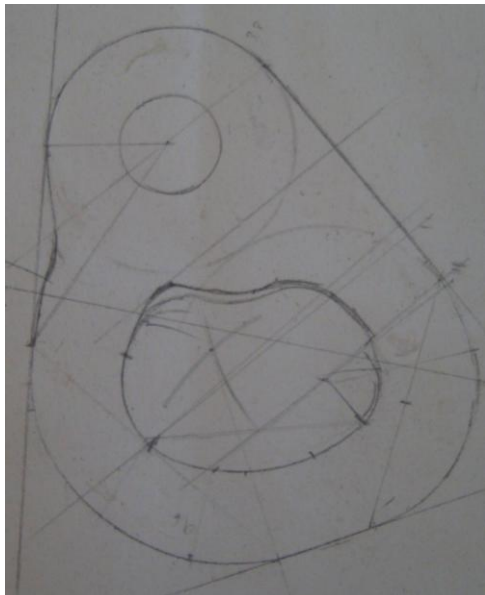


Figura 4.70 - Plano Néstor en papel

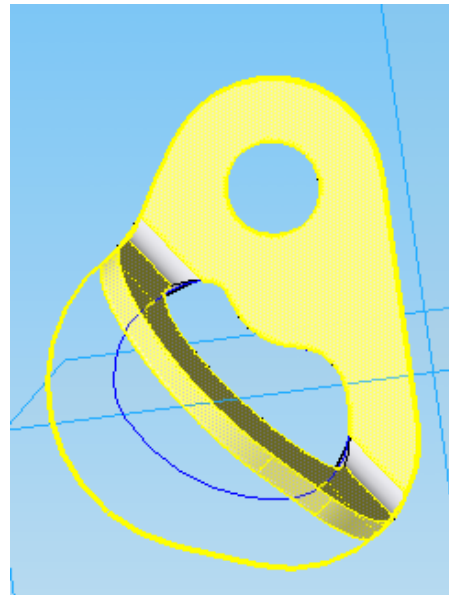


Figura 4.71 - Néstor en Solid Edge

En la figura 4.71 observamos la pieza terminada y su plano de inicio, no se adjunta la misma figura que en los modelos anteriores pues se limpiaron los trazos auxiliares y no han quedado guardados.

El proceso seguido para crear la pieza esta reflejado en las figuras 4.72, 4.73, 4.74 y 4.75.

Primero se crea la pieza plana con el espesor adecuado, se realiza el agujero para la fijación, posteriormente el agujero donde se introducirá el mosquetón y por ultimo el doblez.

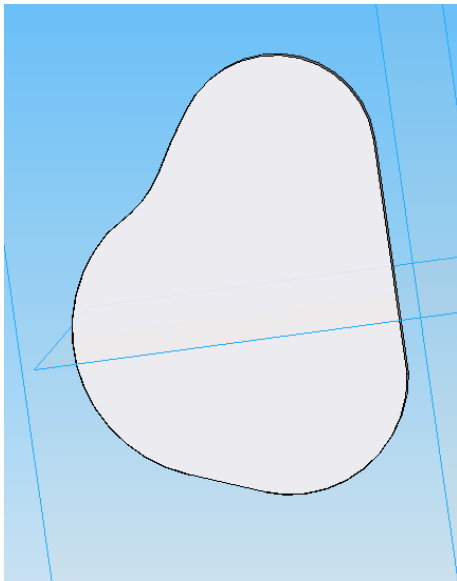


Figura 4.72 - Creación pieza plana Nestor

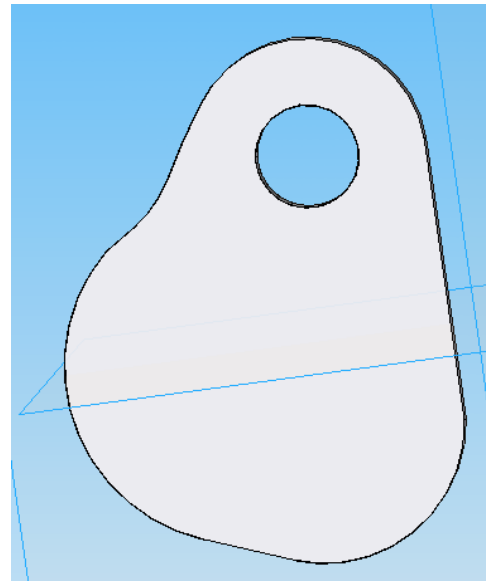


Figura 4.73 - Primer vaciado Nestor

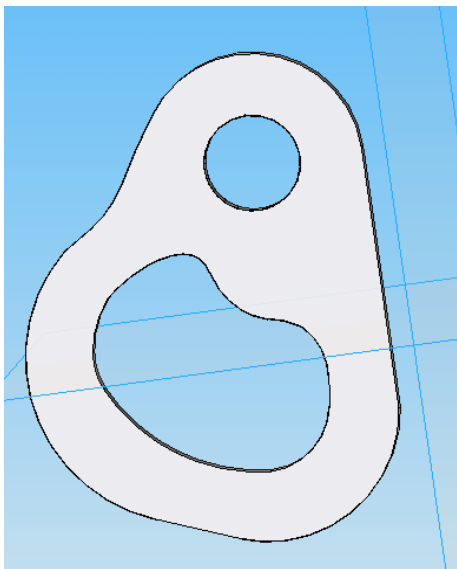


Figura 4.74 - Segundo vaciado Nestor

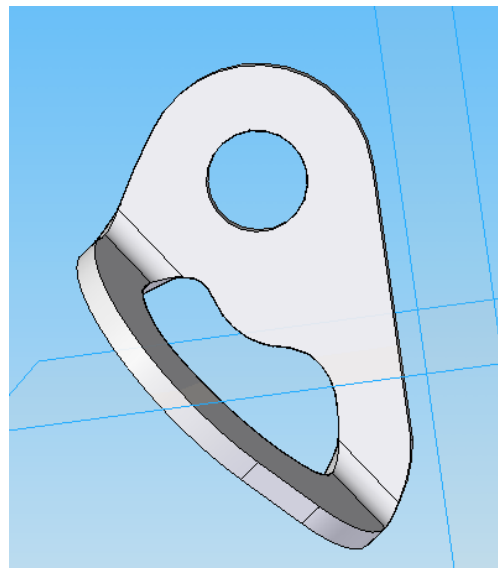


Figura 4.75 - Doblado de la chapa Nestor

Se estudiará ahora la posición ideal de la chapa.

4.4.2 Orientación ideal.

Con el fin de resolver las ecuaciones (4.6) y (4.7), se ha de obtener el valor de x_0 y F pues es variable con cada chapa y orientación.

A diferencia con los modelos anteriores, el contacto no es continuo pues se sitúa cerca del doblé de la chapa. Para el cálculo del contacto real, no es suficiente con forrar el mosquetón de papel. Es necesario cubrir de pintura negra el mosquetón y realizar el contacto.

De esta forma se observa cómo además del contacto que tenían las chapas anteriores sobre la superficie interior, se refleja un contacto lineal y por lo tanto una fuerza sobre el vértice.

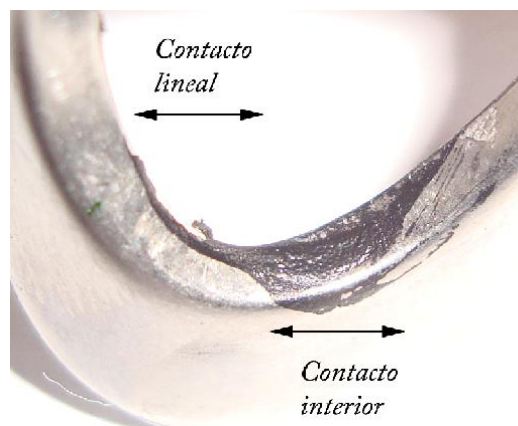


Figura 4.76 - Contacto real entre chapa y mosquetón

Para el cálculo de x_0 , se ha de introducir en la simulación un contacto en el vértice $x_{ver} = 4,7mm$ y el contacto interior real $2 \cdot x_1 = 5,12mm$ como se ve en la figura 4.77

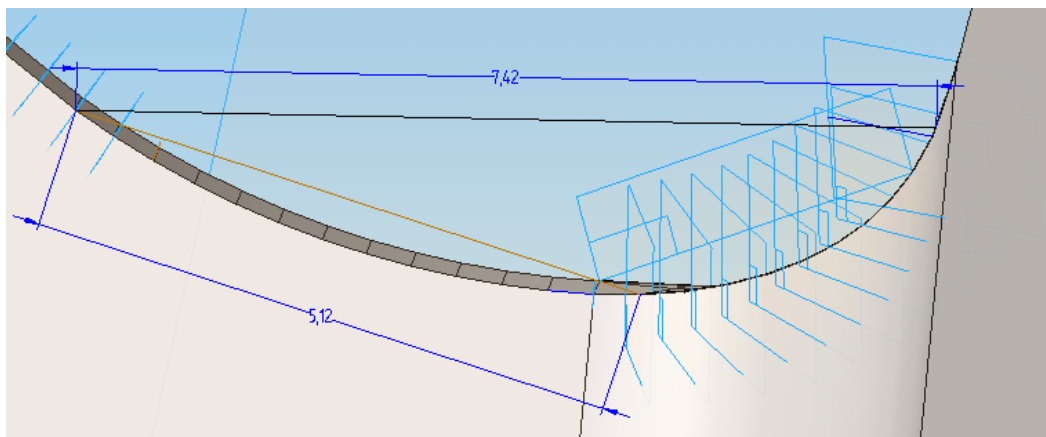


Figura 4.77 - representación del contacto en Solid Edge

Se obtiene un valor de $2 \cdot x_0 = 7,42mm$

Se debe estudiar ahora como distribuir la fuerza, entre superficie y vértice.

A priori se mantendrá la misma suposición de fuerza parabólica, pero no se podrá proyectar directamente las divisiones reales para obtener los tramos en los que se divide $2 \cdot x_o$.

Antes se deberá proyectar la superficie dividida real sobre un estado teórico intermedio que representa el contacto continuo (figura 4.78), para posteriormente proyectarlo sobre $2 \cdot x_o$ (figura 4.79)

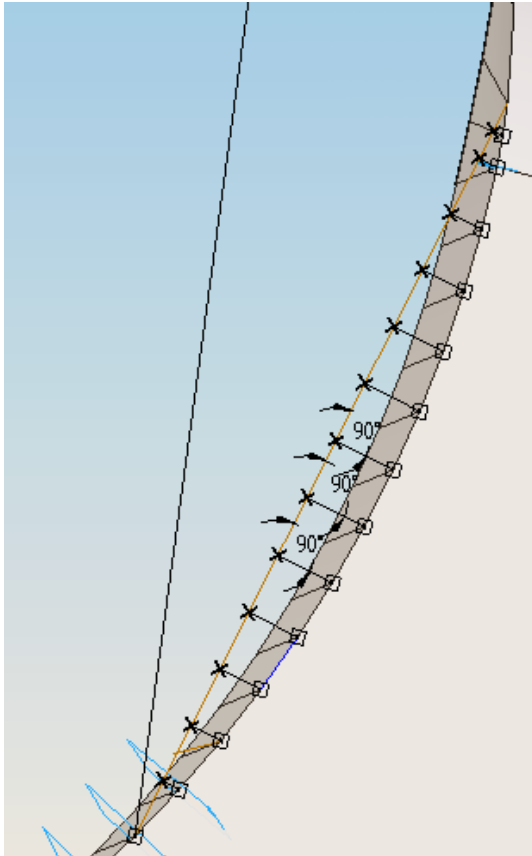


Figura 4.78 - Primera proyección del contacto real sobre el teórico

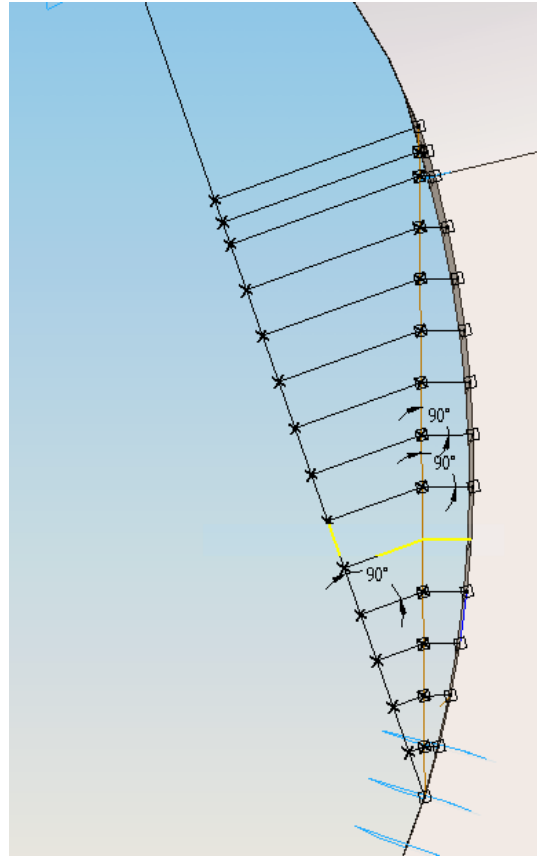


Figura 4.79- Segunda proyección del contacto real sobre el teórico

Para el contacto en el vértice se proyecta directamente los tramos de 0,4mm sobre el contacto teórico $2 \cdot x_o = 7,42mm$ como se refleja en la figura 4.80

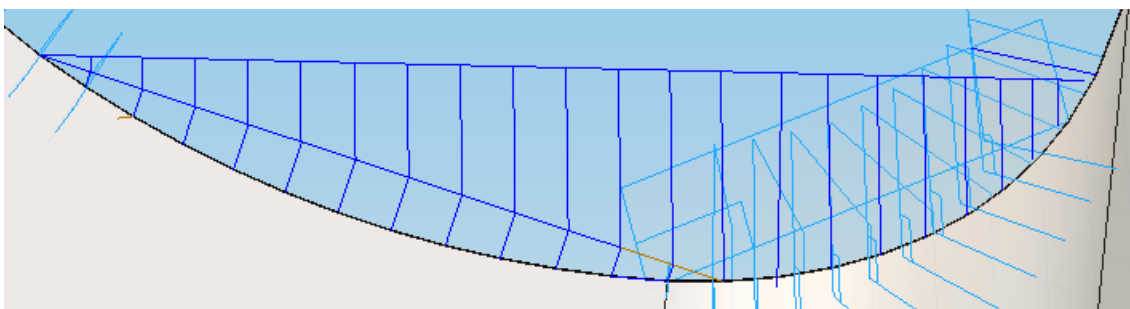


Figura 4.80 - Representación del contacto teórico en Solid Edge

Una vez todo proyectado sobre $2 \cdot x_o$, se mide cada intervalo obteniendo.

Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o
1	-3,71/-3,35	9	-0,72/-0,35	17	2,23/2,56
2	-3,35/-2,98	10	-0,35/0,03	18	2,56/2,85
3	-2,98/-2,61	11	0,03/0,41	19	2,85/3,11
4	-2,61/-2,24	12	0,41/0,77	20	3,11/3,33
5	-2,24/-1,86	13	0,77/1,13	21	3,33/3,52
6	-1,86/-1,48	14	1,13/1,56	22	3,52/3,71
7	-1,48/-1,1	15	1,56/1,88		
8	-1,1/-0,72	16	1,88/2,23		

Tabla 4.23 - Tramos de asignación de la fuerza para la orientación ideal de la chapa Nestor

Donde los 13 primeros tramos representan el contacto curvo siendo el tramo designado con el 1 el que se encuentra más a la izquierda.

A continuación ya se puede resolver las ecuaciones (4.6) y (4.7), obtener los términos A y B y definir la ecuación que caracteriza al contacto parabólico.

$$Y = 2636,57 - 191,55x_o^2 \quad (4.15)$$

Conociendo ya el valor de x_o , se puede obtener la fuerza que se ejercerá en cada tramo, al realizar la integral para cada intervalo de (4.15):

$$F = \left(2636,57x - \frac{191,55x^3}{3} \right)_b^a$$

Si se agrupan todos los valores obtenemos la tabla 4.24:

Tramo	F media (N)	Tramo	F media (N)	Tramo	F media (N)
1	89,14	9	954,44	17	506,91
2	264,77	10	999,16	18	357,76
3	421,06	11	997,50	19	242,96
4	557,94	12	924,42	20	142,94
5	695,12	13	886,19	21	73,91
6	798,02	14	983,45	22	25,23
7	879,89	15	661,84		
8	940,74	16	638,99		

Tabla 4.24 - Valor de las fuerzas por tramo de aplicación para la orientación ideal de la chapa Nestor

Como comprobación, si se suman todas las fuerzas parciales, estas deber ser igual a la fuerza final para el caso 21.

F final(N)	13042,24
F media sumada (N)	13042,37

Tabla 4.25 - Comprobación de la fuerza en la chapa Nestor

Al igual que en los modelos anteriores de chapa, se opta con trabajar con presiones, teniendo ahora un espesor de $E = 3mm$.

Si se divide la fuerza media entre su área de ejecución, teniendo en cuenta solo los tramos de contacto curvo, se obtiene:

Tramo	Presión (Mpa)	Tramo	Presión (Mpa)	Tramo	Presión (Mpa)
1	82,54	6	700,02	11	875,00
2	238,53	7	771,84	12	855,94
3	379,33	8	825,21	13	820,54
4	502,65	9	859,85		
5	609,76	10	876,45		

Tabla 4.26 - Valor de las presiones para la posición ideal para la orientación ideal de la chapa Nestor

Para los tramos donde la fuerza se ejercía solo en el vértice, no se encuentran dificultades para situar la fuerza, por lo que no es necesario ningún cambio.

Con estos cálculos es posible realizar la simulación en ANSYS Workbech. Primero se supondrá un comportamiento lineal del material y se obtiene el siguiente diagrama tensional.

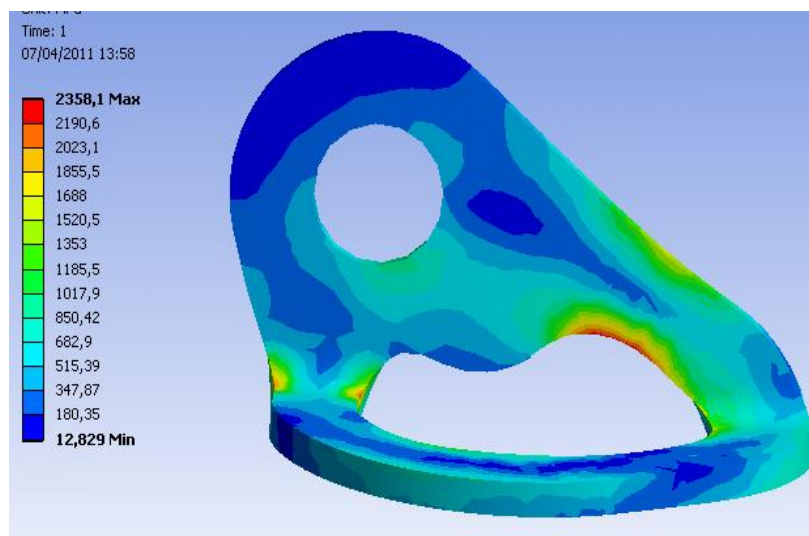


Figura 4.81 - Diagrama de tensiones en la posición ideal para la orientación ideal de la chapa Nestor

Para obtener un valor de tensiones más ajustado a la realidad, se realiza la simulación suponiendo un comportamiento del acero como no lineal. Para ello se fija el límite elástico en 1200Mpa y el módulo tangente en 5000Mpa .

Con esta modificación se ven reducidas las tensiones obteniendo:

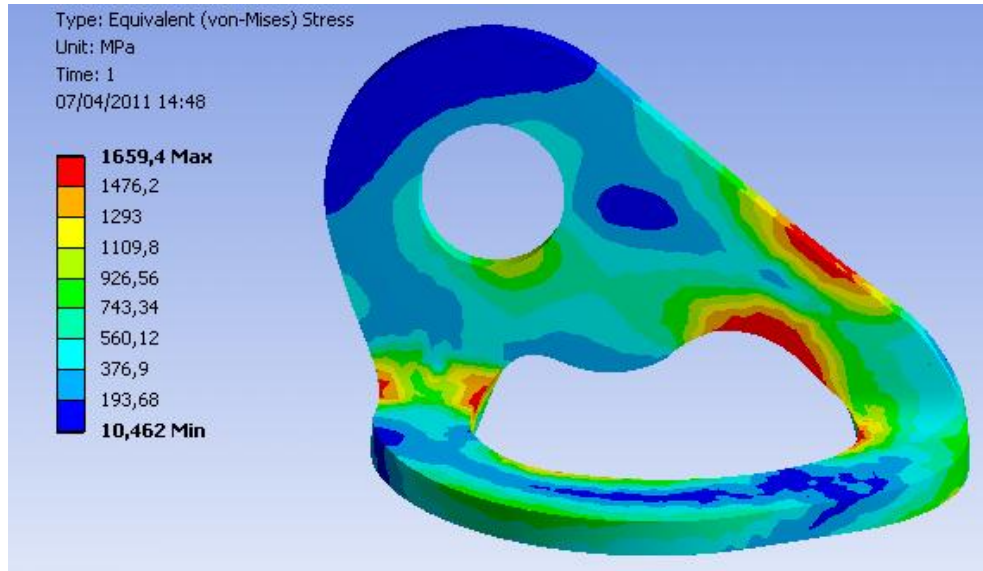


Figura 4.82 - Diagrama de tensiones en la orientación ideal en comportamiento no lineal para la chapa Nestor

Al superar el límite elástico el material deformará, pero como muestra la figura 4.83, esta deformación es totalmente aceptable.

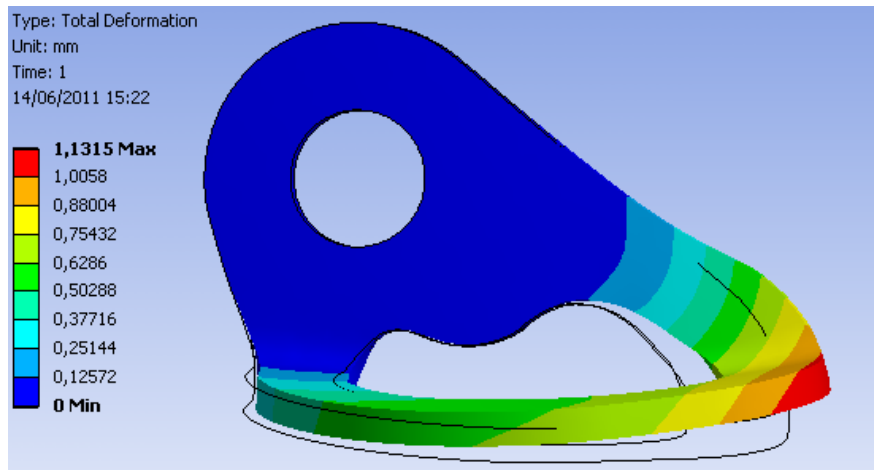


Figura 4.83 – Deformada de la chapa en orientación ideal para la chapa Nestor en comportamiento no lineal

La deformada está representada con un aumento en cinco veces, y la posición original se representa con trazo negro continuo.

4.4.3 Orientación opuesta.

Para continuar con la misma metodología es necesario obtener el valor de x_o . Para esta nueva orientación, se observa cómo es un contacto continuo parejo al producido en la chapa marca Faders, por la curvatura de la misma.

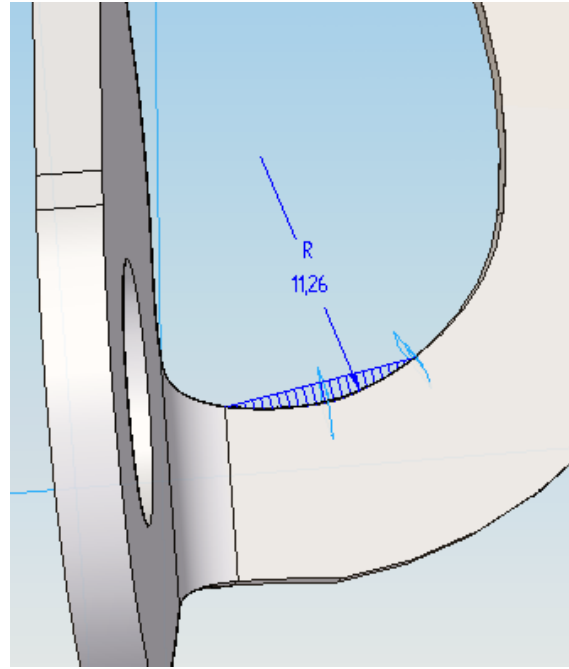
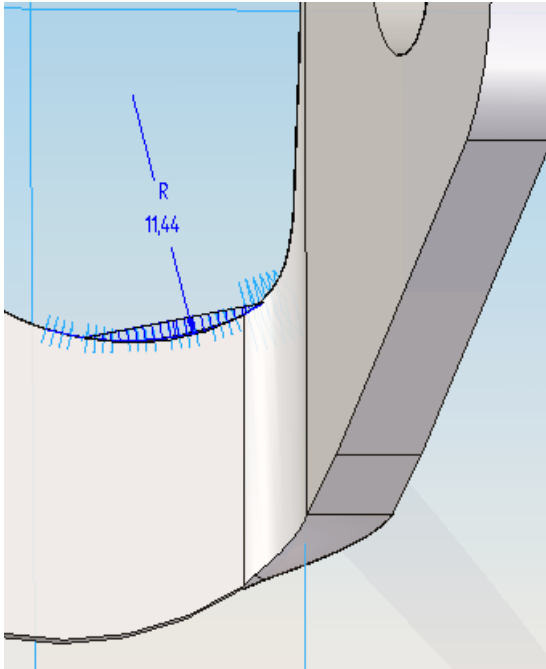


Figura 4.84 - Contacto en la chapa Faders Figura 4.85 - Contacto en la chapa Néstor

Al comprobarlo con el modelo Solid Edge, se pueden aprovechar los cálculos de la chapa Faders pues la diferencia no es apreciable.

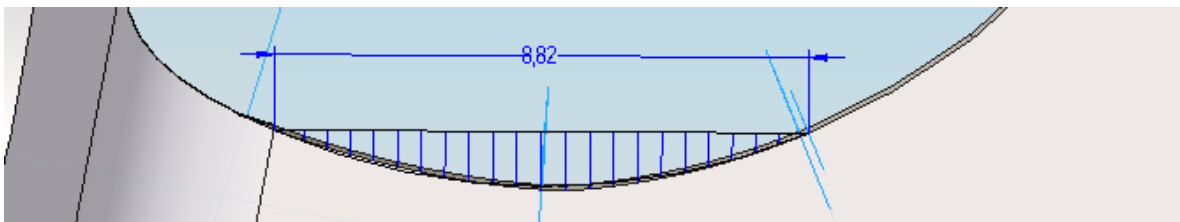


Figura 4.86 - Representación del contacto en Solid Edge

Se obtiene un valor de $2 \cdot x_o = 8,82 \text{ mm}$

La ecuación de la distribución parabólica es por lo tanto:

$$Y = 2218,06 - 114,05x_o^2 \quad (4.16)$$

Usando la simulación en Solid Edge, se mide la proyección de la división del contacto real sobre el contacto teórico. Se obtiene de esta manera la división de $2 \cdot x_o$ que se ve en la tabla 4.27.

Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o	Tramo	Δx_o
1	-4,41 / -4,29	9	-1,60/-1,20	17	1,61/2,00
2	-4,29/ -3,92	10	-1,20/-0,80	18	2,00/2,39
3	-3,92/-3,54	11	-0,80/-0,40	19	2,39/2,78
4	-3,5/-3,16	12	-0,40/ 0	20	2,78/3,16
5	-3,16/ -2,77	13	0 / 0,41	21	3,16/3,54
6	-2,77/-2,38	14	0,41/ 0,81	22	3,54/3,92
7	-2,38/-1,99	15	0,81/1,21	23	3,92/4,29
8	-1,99/-1,60	16	1,21/1,61	24	4,29/4,41

Tabla 4.27 - Valor de los tramos en los que se divide el contacto para la orientación opuesta de la chapa Nestor.

Una vez se ha obtenido los intervalos de x_o , se puede obtener la fuerza que se ejercerá en cada tramo. Para ello se realiza la integral de la ecuación 4.16, para cada tramo.

$$F = \left(2218,06x - \frac{114,05x^3}{3} \right)_b^a$$

Si se agrupan los resultados en una tabla, obtenemos todas las fuerzas que se han de introducir en la simulación.

Tramo	F media (N)	Tramo	F media (N)	Tramo	F media (N)
1	7,18	9	797,20	17	719,56
2	109,11	10	841,00	18	650,18
3	239,37	11	870,19	19	567,26
4	355,97	12	884,79	20	460,05
5	473,45	13	906,78	21	355,97
6	569,55	14	869,64	22	239,37
7	652,12	15	840,08	23	109,11
8	721,17	16	795,92	24	7,18

Tabla 4.28 - Valor de las fuerzas por tramo de aplicación para la orientación opuesta de la chapa Nestor.

Como comprobación, si se suman todas las fuerzas parciales, estas deben ser igual a la fuerza final para el caso 21.

F final(N)	13042,24
F media sumada (N)	13042,21

Tabla 4.29 - Comprobación de la fuerza para la orientación opuesta de la chapa Nestor

Para facilitar la simulación, y ahorrar el cálculo individual de la orientación de cada fuerza, se opta por introducir presiones.

Para ello es necesario conocer el área donde actuarán las fuerzas, siendo este un cálculo sencillo pues no es más que multiplicar la longitud del tramo por el espesor de la chapa. Para este modelo tenemos un espesor $E = 3mm$

Si se divide cada fuerza entre su área, se obtienen las presiones siguientes.

Tramo	Presión (Mpa)	Tramo	Presión (Mpa)	Tramo	Presión (Mpa)
1	19,94	9	664,33	17	615,01
2	98,30	10	700,83	18	555,71
3	209,97	11	725,16	19	484,84
4	312,25	12	737,33	20	403,55
5	404,66	13	737,22	21	312,25
6	486,80	14	724,70	22	209,97
7	557,37	15	700,07	23	98,30
8	616,38	16	663,27	24	19,94

Tabla 4.30 - Valor de las presiones por tramo de aplicación para la orientación opuesta de la chapa Nestor

Realizados los cálculos previos se procede a simular en ANSYS Workbench. Para el comportamiento lineal del material se obtiene el siguiente diagrama tensional.

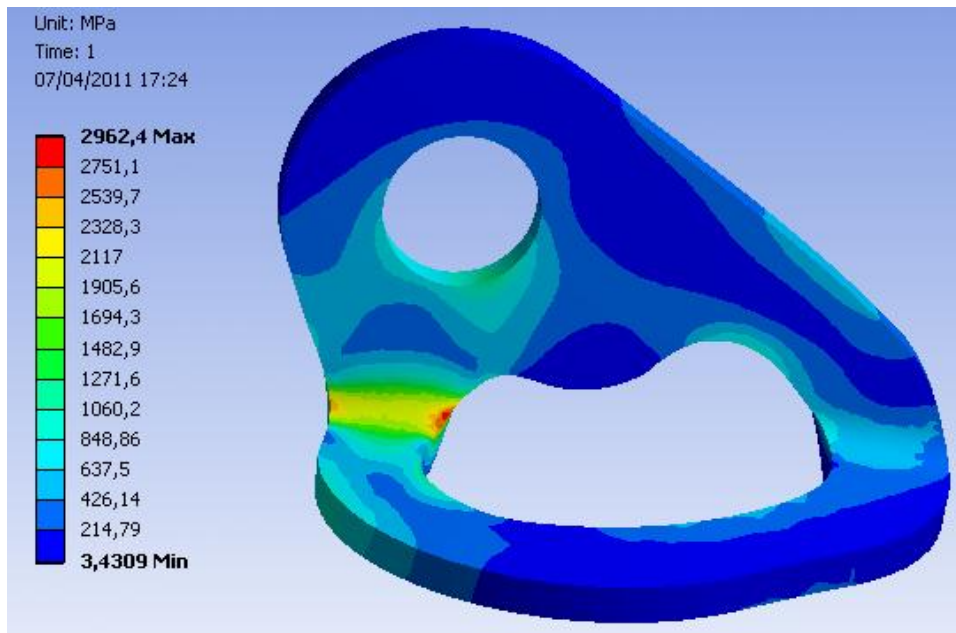


Figura 4.87 - Diagrama tensional en la orientación opuesta para la chapa Nestor

Se realiza ahora al igual que las veces anteriores, la simulación suponiendo un comportamiento del material no lineal. Se elige un comportamiento bilineal con un límite elástico de 1200Mpa y el módulo tangente en 5000Mpa , obteniendo:

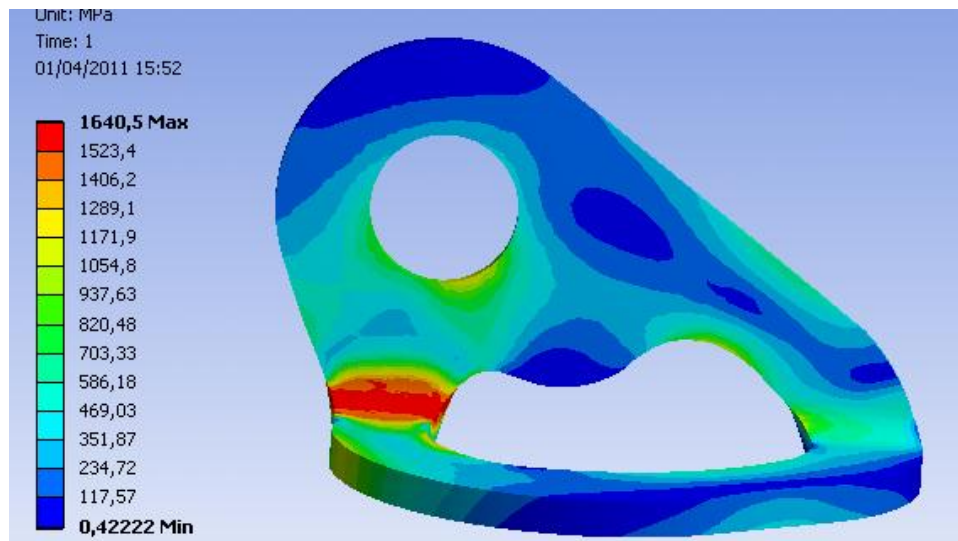


Figura 4.88 - Diagrama tensional para el comportamiento no lineal de la chapa Nestor con orientación opuesta

Donde la deformada es:

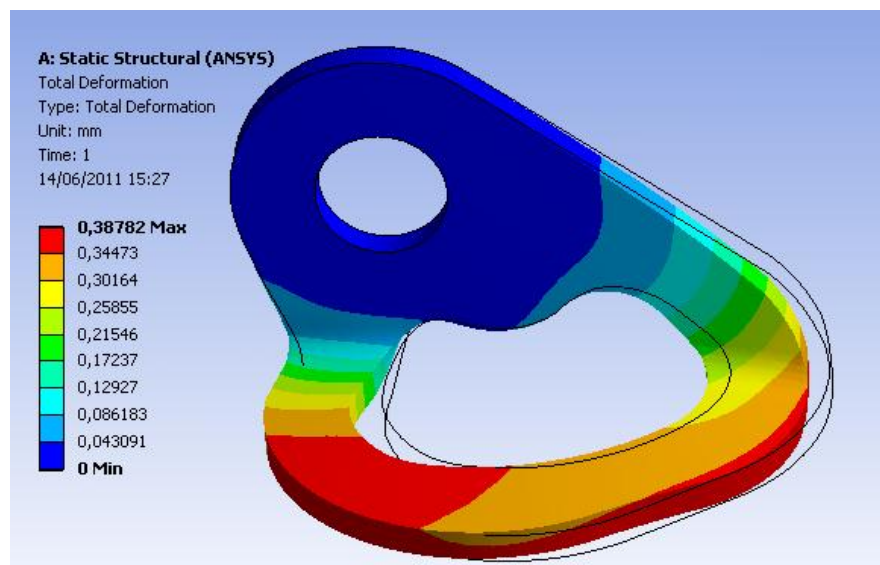


Figura 4.89 - Representación de la deformación para la orientación opuesta de la chapa Nestor en comportamiento no lineal

La deformada está representada con un aumento en 10 veces, y la posición original se representa con trazo negro continuo.

4.4.4 Orientación horizontal.

Se deben resolver las ecuaciones (4.6) y (4.7) siendo necesario el valor de x_0 , para ello primero se ha de obtener la superficie de contacto entre chapa y mosquetón.

Al igual que para los dos modelos anteriores, se observan dos puntos de contacto entre chapa y mosquetón. Para este modelo el contacto es parejo al producido en la chapa Faders, no solo lineal.

Aplicando el mismo método usado en la chapa Faders para medir el contacto, se aproxima las superficies a dos semicircunferencias como representa la figura 4.90.

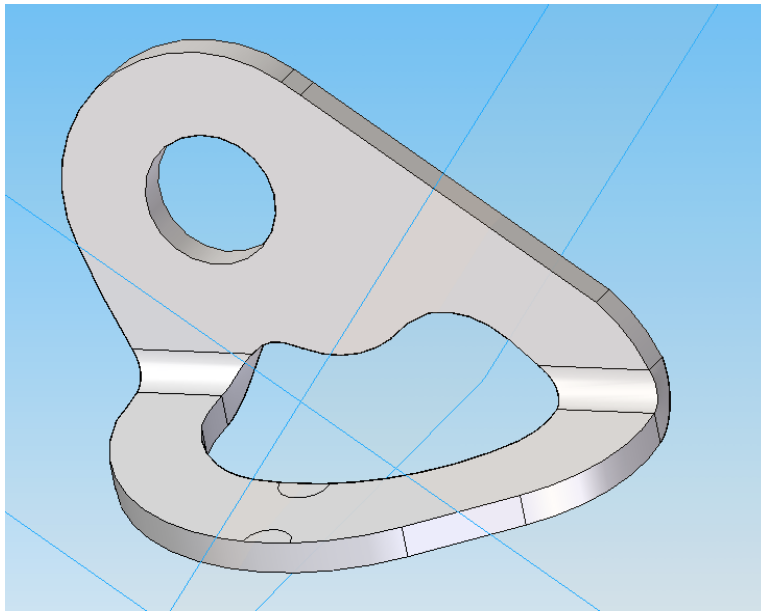


Figura 4.90 - Representación de la orientación horizontal en la chapa Nestor

Puesto que la diferencia no es significativa, se aproximan las mismas superficies de contacto a las usadas en la chapa Faders.

Por lo tanto las ecuaciones de la distribución y los valores de la fuerza serán los mismos, ahorrando repetir los cálculos previos pues son iguales a los realizados en el apartado 4.2.5

Como se dispone ya de los cálculos previos, se puede realizar la simulación en ANSYS Workbench. Si inicialmente se supone un comportamiento lineal del material se obtiene:

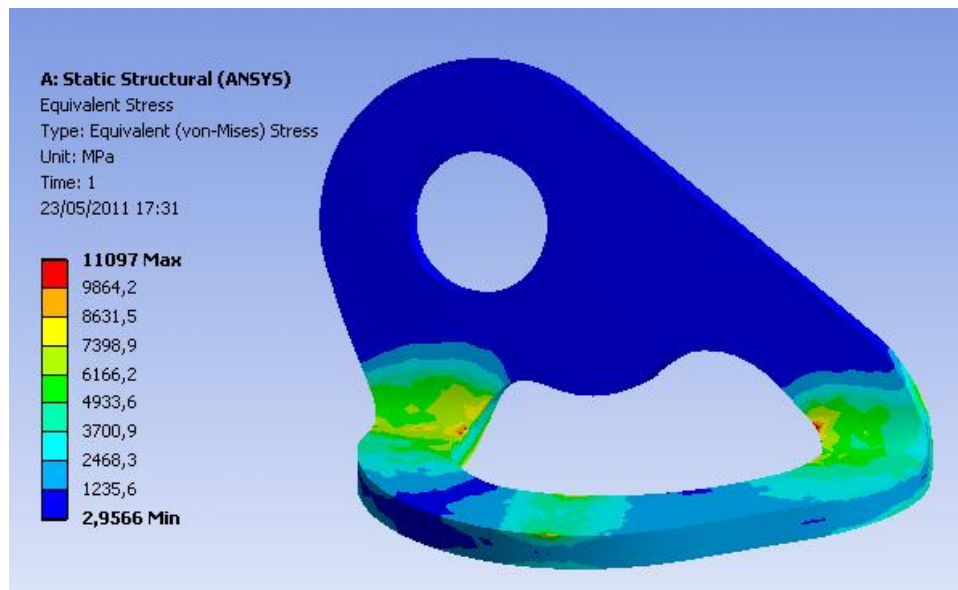


Figura 4.91 - Diagrama de tensiones en orientación horizontal para la chapa Nestor

A continuación se realiza la simulación suponiendo un comportamiento no lineal del material. Suponiendo el material bilineal y con un límite elástico de 1200Mpa y el módulo tangente 5000Mpa , se obtiene el siguiente diagrama de tensiones.

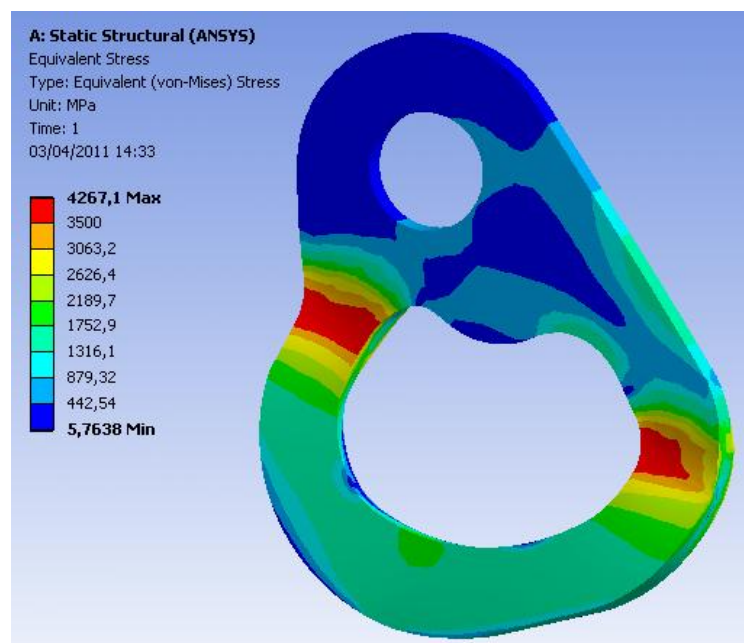


Figura 4.92 - Diagrama de tensiones en comportamiento no lineal de la chapa Nestor en orientación horizontal.

Como ya pasaba en la chapa Fixe, la fuerza invierte el dobléz, quedando la chapa casi plana como podemos observar en las figuras 4.93.

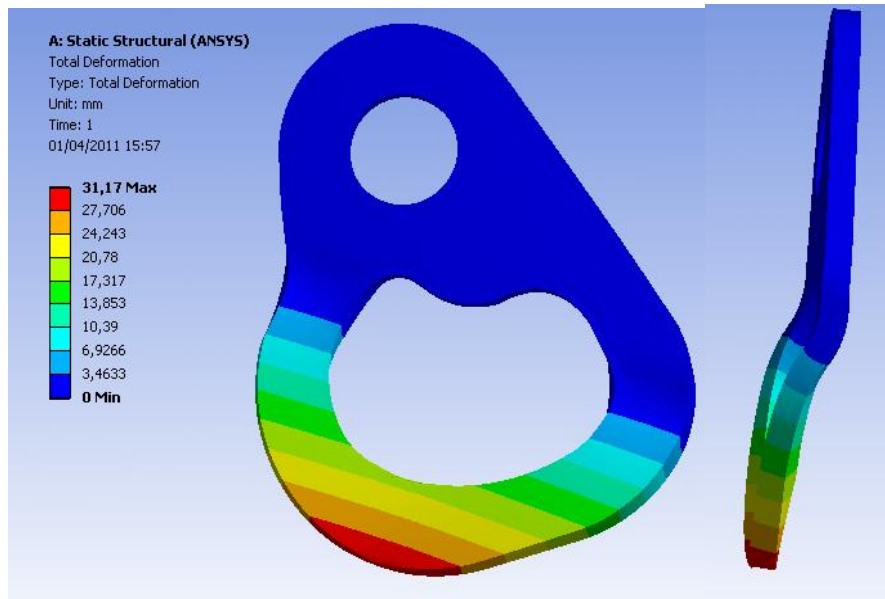


Figura 4.93 - Deformada de la chapa Nestor en posición horizontal en comportamiento no lineal

Se obtienen tensiones muy elevadas, aunque es poco significativo pues difícilmente se puede producir en la realidad el caso aquí estudiado.

Una vez terminadas las simulaciones de las chapas en todas sus orientaciones, es necesario realizar el mismo estudio pero aplicando esta vez un sistema de freno dinámico. Como se ha comentado anteriormente, al aplicar un sistema dinámico se verán reducidas las fuerzas produciéndose una mejora en el comportamiento de estos elementos ya analizados.

Puesto que la geometría del problema no varía se utilizarán todos los cálculos anteriores, quedando entonces un desarrollo más resumido.

4.5 Estudio tensional con freno dinámico.

4.5.1 Desarrollo teórico.

Una vez realizado el estudio de las tensiones en las chapas en una caída sin freno dinámico, se obtendrá las fuerzas y el posterior estudio actuando ahora el freno.

Para ello se desarrolla la ecuación (3.16) obtenida en el trabajo dirigido:

$$F = \frac{2 \cdot E \cdot s}{F \cdot (L_{tot} + d)} \cdot \left[m \cdot g \cdot \left(2 \cdot L + \frac{F \cdot (L_{tot} + d)}{E \cdot s} + d \right) - F_{roz} \cdot d \right]$$

Si se desarrollan y agrupan los términos, se obtiene:

$$F^2 \cdot (L_{tot} + d) - 2 \cdot F \cdot (L_{tot} + d) m \cdot g + 2 \cdot E \cdot s \cdot (F_{roz} \cdot d - m \cdot g \cdot 2 \cdot L - m \cdot g \cdot d) = 0$$

Si se resuelve la ecuación de segundo grado tomando solo el valor positivo se obtiene:

$$F = m \cdot g + m \cdot g \cdot \sqrt{1 - \frac{2 \cdot E \cdot s \cdot F_{roz} \cdot d}{(L_{tot} + d) \cdot m^2 \cdot g^2} + \frac{2 \cdot E \cdot s \cdot f}{m \cdot g}} \quad (4.17)$$

$$\text{Donde } f = \frac{2 \cdot L + d}{L_{tot} + d}$$

Gracias a los datos recogidos en el ensayo se puede sustituir en (4.17) y obtener la fuerza sobre el escalador.

Para la primera masa tenemos

Para el primer ángulo y K=1077N/m				
Y-Y0	deslizamiento (m)	Froz (N)	F sin freno (N)	F con freno (N)
1	0,045	3236,75	743,31	313,74
2	0,050	5853,08	997,54	403,32
3	0,052	8430,03	1161,82	434,81
1	0,045	3236,75	743,31	313,74
2	0,050	5827,23	997,54	408,93
3	0,053	7920,27	1161,82	441,86
1	0,040	3641,34	743,31	313,37
2	0,045	6533,33	997,54	396,83
3	0,060	7335,64	1161,82	350,96

Tabla 4.31 - Comparativa entre fuerzas con y sin freno primer ángulo

Para el segundo ángulo y $K=994\text{N/m}$				
Y-Y0	deslizamiento (m)	Froz (N)	F sin freno (N)	F con freno (N)
1	0,050	2939,01	722,27	307,71
2	0,050	5876,02	946,45	318,99
3	0,050	8816,02	1120,24	328,73
1	0,038	3863,19	722,27	307,88
2	0,045	6528,92	946,45	318,54
3	0,047	9381,92	1120,24	327,33
1	0,040	3673,76	722,27	307,04
2	0,045	6528,92	946,45	318,37
3	0,06	7336,75	1120,24	333,84

Tabla 4.32 - Comparativa entre fuerzas con y sin freno segundo ángulo

Para el tercer ángulo y $K=980\text{N/m}$				
Y-Y0	deslizamiento (m)	Froz (N)	F sin freno (N)	F con freno (N)
1	0,040	3673,78	718,53	306,85
2	0,045	6528,98	941,09	317,99
3	0,06	7336,93	1113,63	333,23
1	0,04	3670,10	718,53	307,80
2	0,047	6251,15	941,09	318,23
3	0,055	8010,16	1113,63	330,42

Tabla 4.33 - Comparativa entre fuerzas con y sin freno tercer ángulo

Para la segunda masa

$K= 1077\text{N/m}$				
Y-Y0	deslizamiento (m)	Froz (N)	F sin freno (N)	F con freno (N)
1	0,047	3868,83	979,24	632,70
2	0,049	8960,41	1263,97	554,74
3	0,06	11313,06	1485,68	527,22

Tabla 4.34 - Comparativa entre fuerzas con y sin freno segunda masa

Para la tercera masa

$K= 1077\text{N/m}$				
Y-Y0	deslizamiento (m)	Froz (N)	F sin freno (N)	F con freno (N)
1	0,047	6132,73	1138,35	586,90
2	0,06	-	-	-
3	-	-	-	-

Tabla 4.35 - Comparativa entre fuerzas con y sin freno tercera masa

Es posible ahora, comparar los resultados obtenidos y cuantificar la mejora en el uso de un sistema de frenado dinámico. Si agrupamos cada valor obtenido con su mejora, es posible obtener un valor medio.

FSFD (N)	FCFD (N)	Mejora(%)	FSFD (N)	FCFD (N)	Mejora(%)
743,31	313,74	57,79	1120,24	327,33	70,78
997,54	403,32	59,57	722,27	307,04	57,49
1161,82	434,81	62,58	946,45	318,37	67,36
743,31	313,74	57,79	1120,24	333,84	70,20
997,54	408,93	59,01	718,53	306,85	57,29
1161,82	441,86	61,97	941,09	317,99	66,21
743,31	313,37	57,84	1113,63	333,23	71,08
997,54	396,83	60,22	718,53	307,80	57,16
1161,82	350,96	69,79	941,09	318,23	66,18
722,27	307,71	58,40	1113,63	330,42	71,33
946,45	318,99	66,30	979,24	632,70	35,39
1120,24	328,73	70,66	1263,97	554,74	56,11
722,27	307,88	57,37	1485,68	527,22	60,51
946,45	318,54	66,34	1138,35	586,90	48,44

Tabla 4.36 - Valor de la mejora usando el freno dinámico

Donde **FSFD** indica fuerza sin freno dinámico y **FCFD** significa fuerza con freno dinámico. Si realizamos la media en los valores obtenidos se obtiene.

Mejora media	61,5%
--------------	-------

Tabla 4.37 - Valor medio de la mejora usando el freno dinámico

Con estos valores, se obtiene una reducción en la fuerza del 61,5% con el uso de un freno dinámico. Estos valores han sido calculados para masas pequeñas, se calculará ahora las fuerzas para masas superiores, pues se puede intuir que un aumento en la masa disminuye la mejora.

Al aumentar la masa, aumentará su F_{roz} y el deslizamiento (d), que a priori son datos desconocidos. Pero si observamos la ecuación usada para su cálculo:

$$m \cdot g \cdot (Y - Y_{final}) = \frac{1}{2} \cdot K \cdot \Delta(x + d)^2 + F_{roz} \cdot d \quad (4.18)$$

Y sustituimos en ella algunos valores como los siguientes:

Para el primer ángulo y K=1077N/m			
Y-Y0	$\Delta(x + d)$ (m)	deslizamiento (m)	Froz (N)
1	0,05	0,045	3236,75

Tabla 4.38 - Ejemplo de valores a introducir

Se obtiene:

$$147,98 = 1,3462 + F_{roz} \cdot d$$

Se observa cómo podemos despreciar el término de K, pues su valor no es relevante. Y suponer que toda modificación de la masa, modifica de forma lineal el término $F_{roz} \cdot d$

Si se calculan las fuerzas al aumentar la masa de 15,1kg a 80kg, se obtiene.

Para el primer ángulo y K=1077N/m y m=80kg				
Y-Y0	Froz·d	F sin freno (N)	F con freno (N)	Mejora
1	771,68	2328,44	1595,54	31,48
2	1550,48	2821,89	1612,67	42,85
3	2322,45	3217,21	1638,62	49,07
1	771,68	2328,44	1595,54	31,48
2	1543,64	2821,89	1621,86	42,53
3	2223,97	3217,21	1759,34	45,31
1	771,67	2328,44	1594,74	31,51
2	1557,62	2821,89	1601,38	43,25
3	2331,86	3217,21	1629,95	49,34

Tabla 4.39 - Valor de la mejora del uso del freno dinámico en un caso real

Donde la nueva mejora media es:

Mejora media	40,76%
---------------------	---------------

Tabla 4.40 - Valor medio de la mejora usando el freno dinámico

Se observa como la mejora ha disminuido notablemente, pero al ser debido a un aumento de cinco veces la masa es totalmente lógico y aceptable.

Se tomará como válido este valor de mejora y se procederá a calcular en ANSYS Workbench las tensiones en la chapa al actuar un freno dinámico

4.5.2 Simulación en ANSYS.

Al modificar la magnitud de la fuerza y no aspectos geométricos, se reutilizarán muchos cálculos anteriores por lo que el desarrollo quedará de forma más resumida.

Como se ha visto en el apartado anterior, usar un freno dinámico reduce la fuerza un 40,76%. En nuestro caso y para la fuerza más crítica, pasa de ser 13042,26N a 7726N

Se debe continuar suponiendo una distribución de la fuerza de forma parabólica, pero no es necesario obtener la ecuación que se ajuste a este nuevo valor de la fuerza. Será suficiente con introducir un 59,24% del valor antes calculado, en la simulación en ANSYS.

En teoría, si con este nuevo valor de la fuerza no se sobrepase el límite elástico, sus tensiones podrían calcularse de forma teórica pues existe una dependencia lineal entre fuerza y tensión. En nuestro caso en particular no es posible este cálculo teórico, pues las simulaciones realizadas suponiendo un comportamiento lineal, se obtienen tensiones que superarían el límite elástico.

Por este motivo se realizarán las simulaciones suponiendo directamente un posible comportamiento no lineal del material. Se iniciarán las simulaciones con la chapa marca Faders.

4.5.2.1 Chapa Faders orientación ideal.

Puesto que los cálculos ya se han realizado anteriormente, se ha de modificar exclusivamente la fuerza. Es un paso sencillo que no es necesario detallar, por lo que de ahora en adelante se representarán directamente el diagrama de tensiones y la deformada para cada orientación y modelo

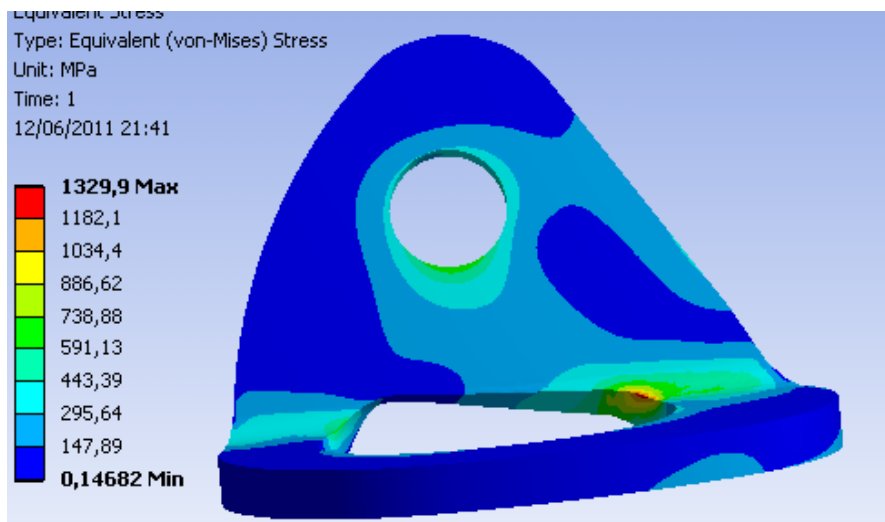


Figura 4.94 - Diagrama de tensiones para la orientación ideal aplicando el freno dinámico

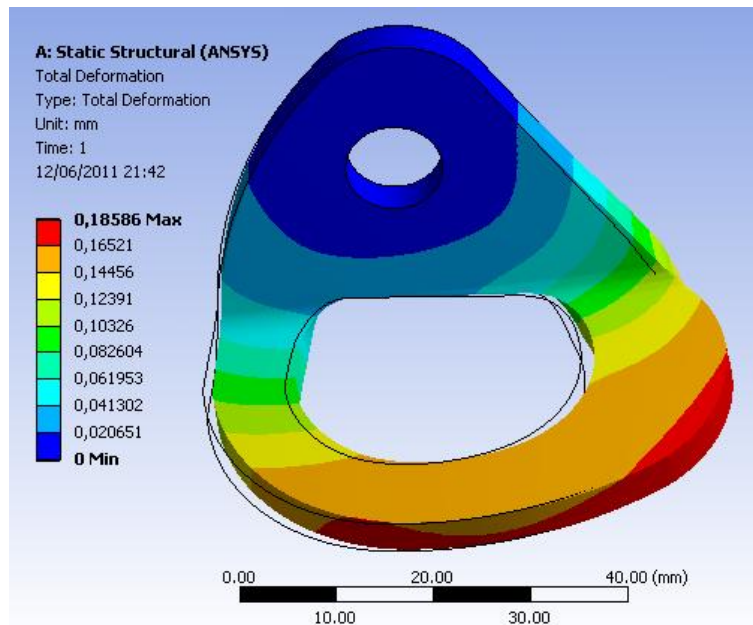


Figura 4.95 - Deformada para la orientación ideal aplicando el freno dinámico

Donde la deformada está ampliada 11 veces y la posición sin deformar se muestra en trazo negro continuo

4.5.2.2 Chapa Faders orientación opuesta.

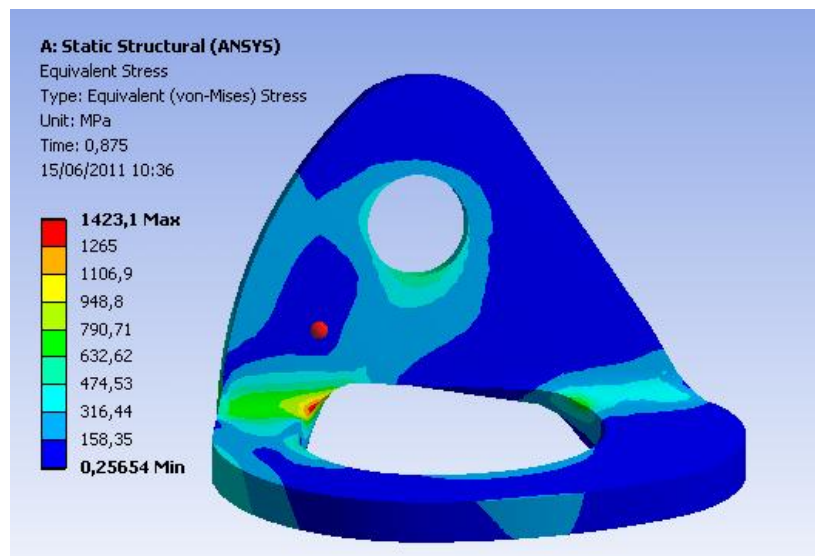


Figura 4.96 - Diagrama de tensiones para la orientación opuesta aplicando el freno dinámico

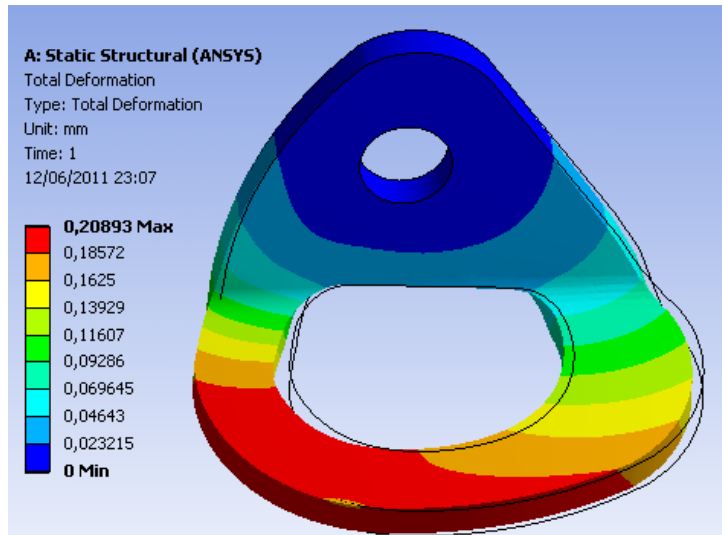


Figura 4.97 - Deformada para la orientación opuesta aplicando el freno dinámico

Donde la deformada está ampliada 11 veces y la posición sin deformar se muestra en trazo negro continuo

4.5.2.3 Chapa Faders orientación horizontal.

La nueva fuerza a introducir es $7726N$, como se dispone de dos superficie de contacto entre chapa y mosquetón, la repartición será equitativa de $3863N$.

Como en el apartado **4.2.5** se observó que las máximas tensiones se producen alejadas del punto de contacto, se puede prescindir del cálculo de la distribución parabólica de la fuerza.

Por lo tanto el diagrama de tensiones suponiendo el uso de un sistema de freno dinámico resulta:

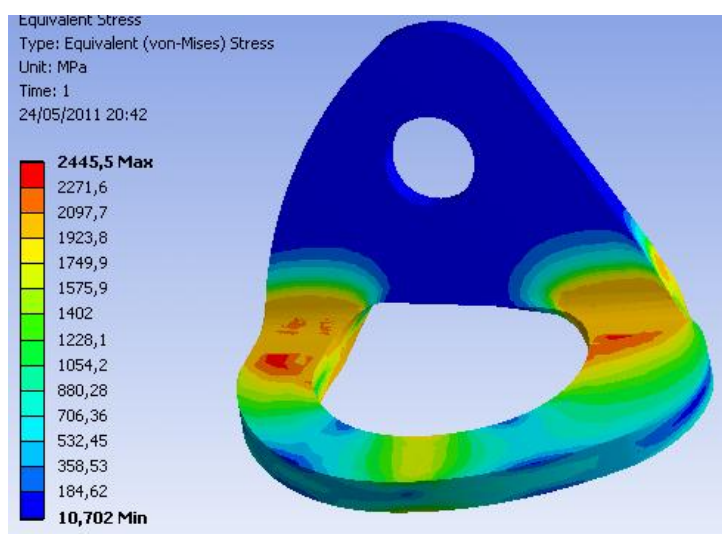


Figura 4.98 - Diagrama de tensiones para la orientación horizontal aplicando el freno dinámico

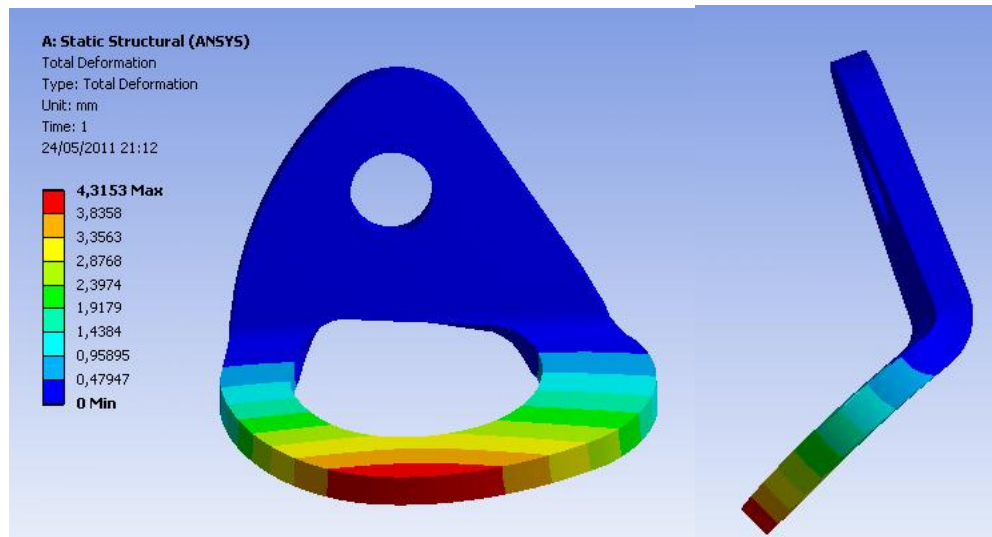


Figura 4.99 - Deformada en la orientación horizontal y vista lateral de la misma aplicando un freno dinámico

La vista lateral de la deformada es importante para apreciar el cambio con respecto a la deformada obtenida sin el uso del freno dinámico.

4.5.2.4 Chapa Fixe orientación ideal.

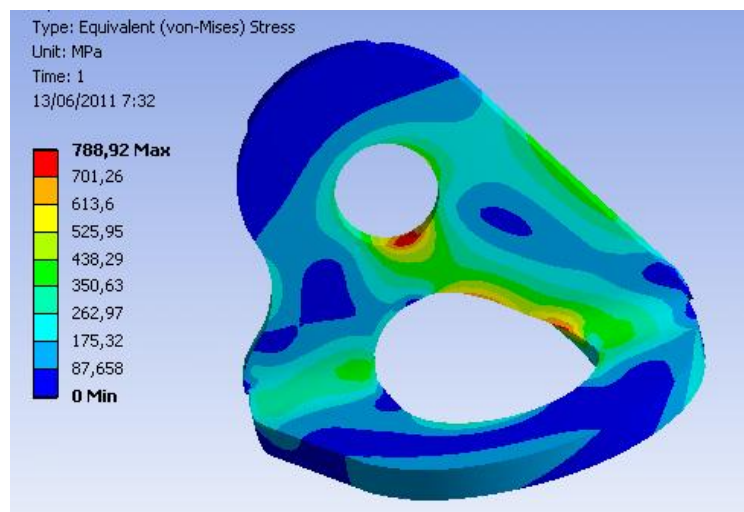


Figura 4.100 - Diagrama de tensiones para la orientación ideal aplicando el freno dinámico en la chapa Fixe

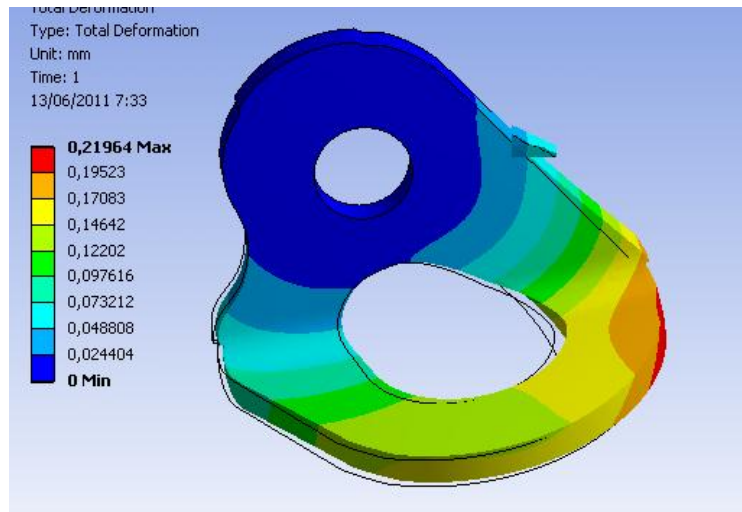


Figura 4.101 - Deformada para la orientación ideal aplicando el freno dinámico para la chapa Fixe

Donde la deformada está ampliada 12 veces y la posición sin deformar se muestra en trazo negro continuo.

4.5.2.5 Chapa Fixe orientación opuesta.

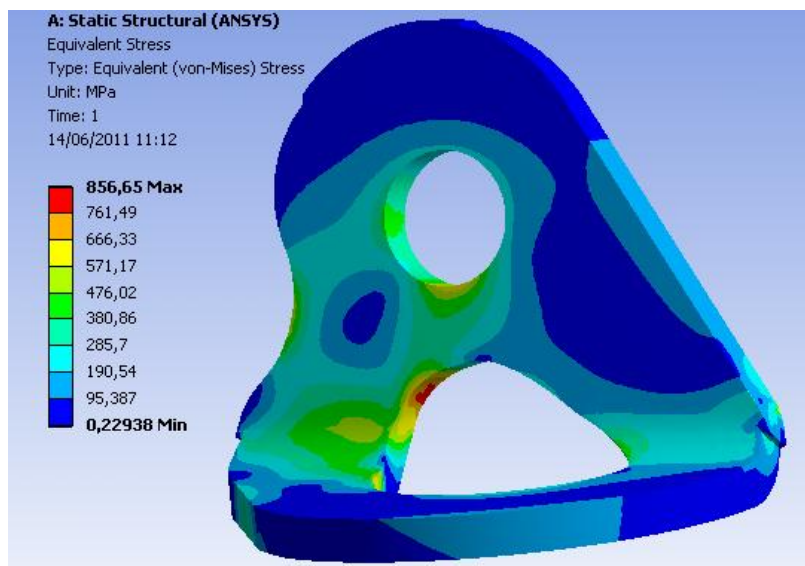


Figura 4.102 - Diagrama de tensiones para la orientación opuesta aplicando el freno dinámico para la chapa Fixe

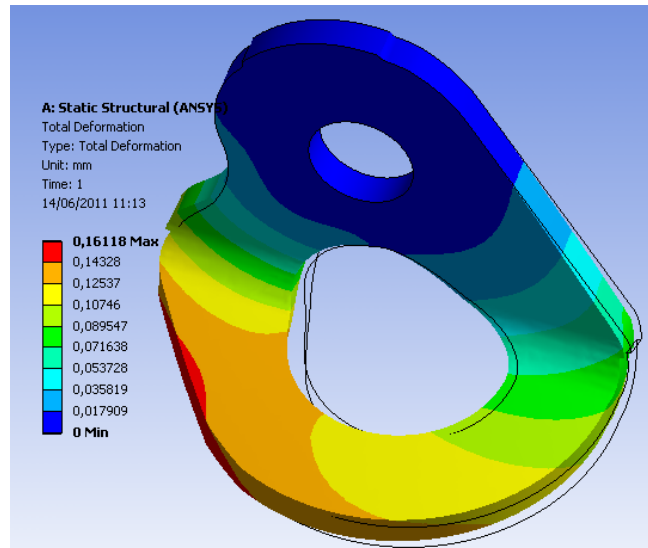


Figura 4.103 - Deformada para la orientación opuesta aplicando el freno dinámico para la chapa Fixe.

Donde la deformada está ampliada 16 veces y la posición sin deformar se muestra en trazo negro continuo.

4.5.2.5 Chapa Fixe orientación horizontal.

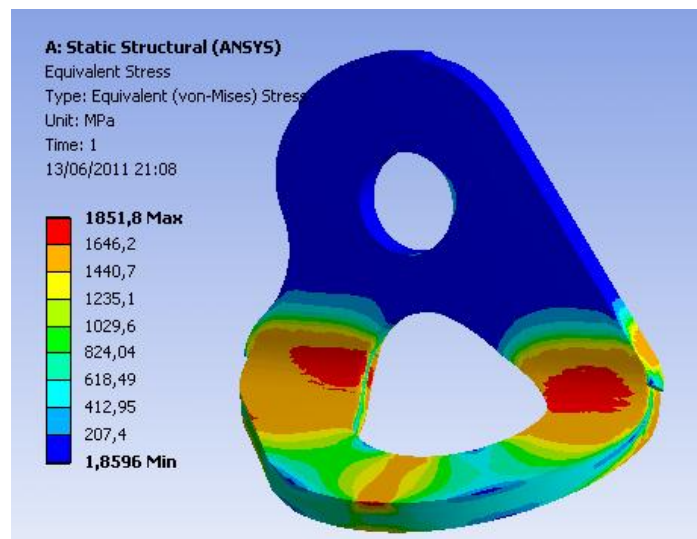


Figura 4.104 - Diagrama de tensiones para la orientación horizontal aplicando el freno dinámico para la chapa Fixe

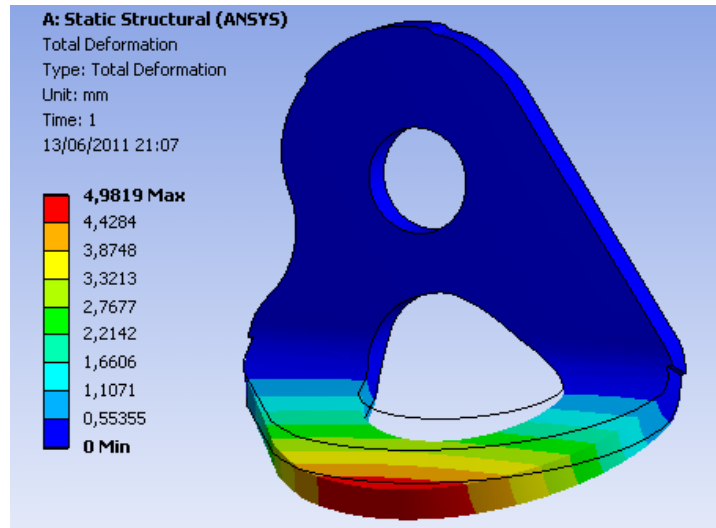


Figura 4.105 - Deformada en la orientación horizontal aplicando un freno dinámico para la chapa Fixe

Donde la deformada no se ha visto ampliada y la posición sin deformar se muestra en trazo negro continuo.

4.5.2.5 Chapa Néstor orientación ideal.

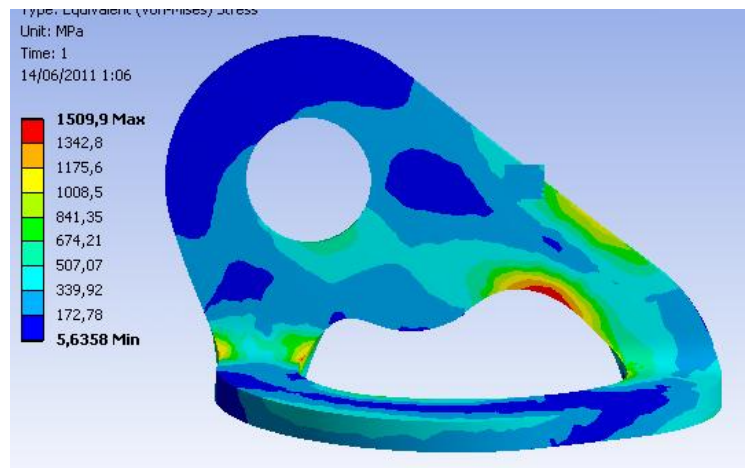


Figura 4.106 - Diagrama de tensiones para la orientación ideal aplicando el freno dinámico en la chapa Nestor

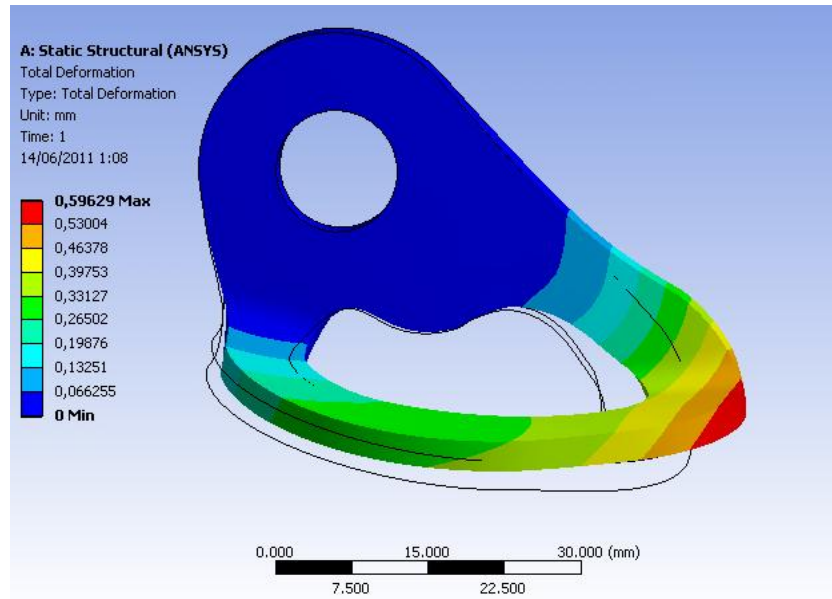


Figura 4.107 - Deformada para la orientación ideal aplicando el freno dinámico para la chapa Nestor

Donde la deformada está ampliada 12 veces y la posición sin deformar se muestra en trazo negro continuo.

4.5.2.5 Chapa Néstor orientación opuesta.

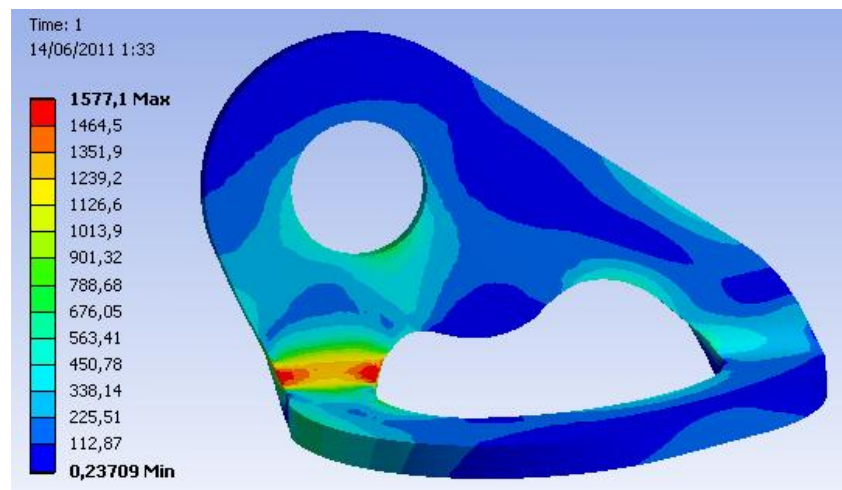


Figura 4.108 - Diagrama de tensiones para la orientación opuesta aplicando el freno dinámico en la chapa Nestor

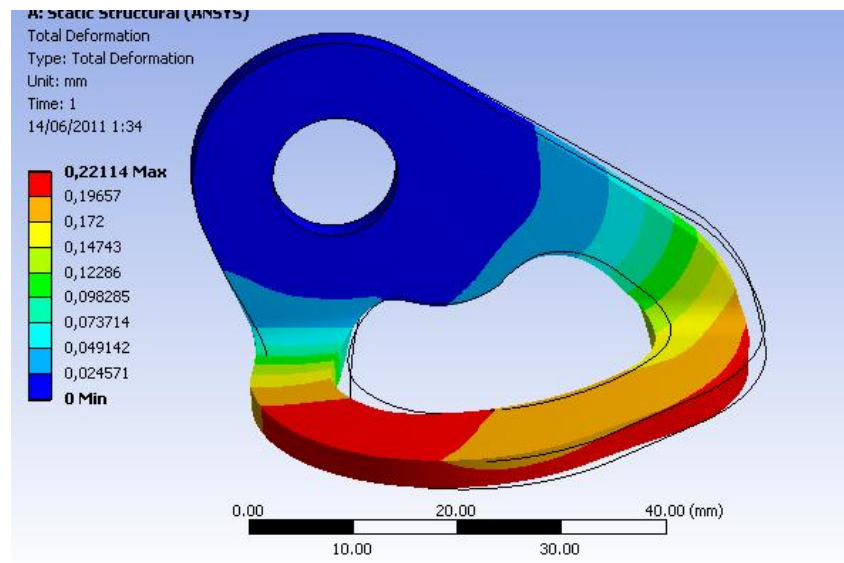


Figura 4.109 - Deformada para la orientación opuesta aplicando el freno dinámico para la chapa Nestor.

Donde la deformada está ampliada 12 veces y la posición sin deformar se muestra en trazo negro continuo.

4.5.2.5 Chapa Néstor orientación horizontal.

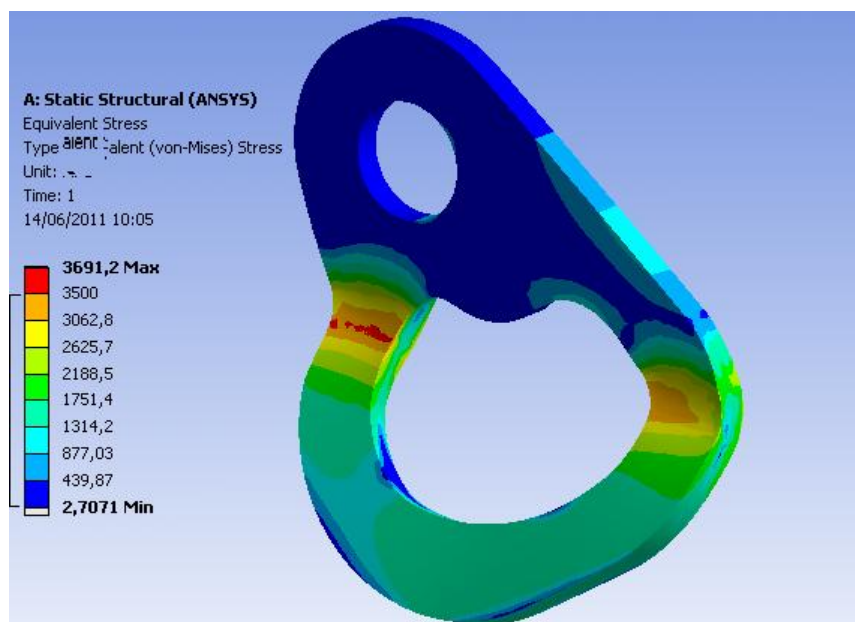


Figura 4.110 - Diagrama de tensiones para la orientación horizontal aplicando el freno dinámico para la chapa Nestor

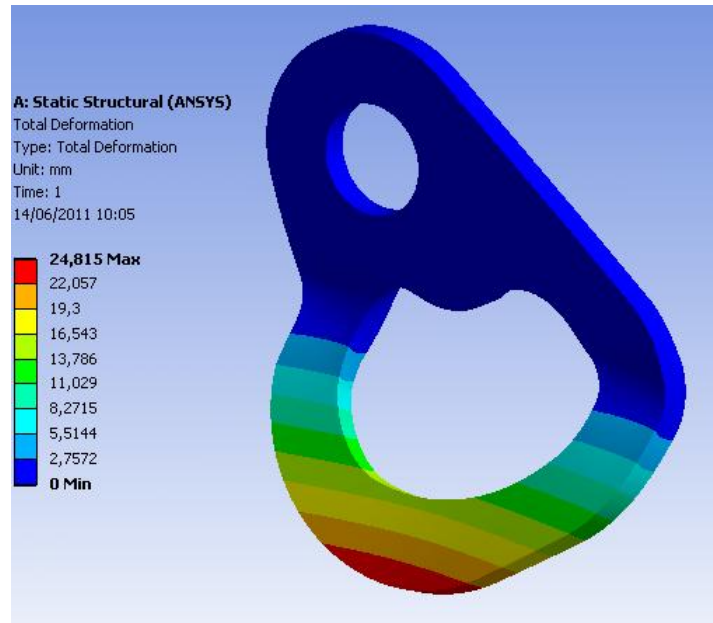


Figura 4.111 - Deformada en la orientación horizontal aplicando un freno dinámico para la chapa Nestor.

Donde la deformada no se ha visto ampliada y la posición sin deformar se muestra en trazo negro continuo.

5 Resultados.

Antes de comentar los resultados obtenidos, se recuerda al lector que todas las simulaciones se han realizado para la situación de fuerza más crítica. Por lo que en la orientación horizontal estaremos cerca del valor máximo admisible por el fabricante.

5.1 Chapa Faders.

Partiendo de la orientación ideal y suponiendo un comportamiento lineal del material, se obtiene una tensión máxima de $1704,8\text{Mpa}$. Las tensiones mayores se concentran cerca de los puntos de aplicación de la fuerza, justo donde la longitud hasta el borde es menor.

Hay que recordar que el modelo simula la chapa apoyada en la pared, por lo que una fuerza en la dirección de la misma (como pasa en los últimos tramos de aplicación de la fuerza) comprimiría la chapa aumentando la tensión en esos puntos. Por este motivo se observa en la figura 4.19 como la mitad derecha de la pieza posee tensiones mayores, pues es la mitad de la pieza que se comprime.

La tensión máxima da un valor alto, se ha de descartar el comportamiento lineal del material y pasar a realizar las simulaciones con un comportamiento no lineal.

De esta manera se reduce en un 10% la tensión máxima obteniendo un valor de $1550,4\text{Mpa}$ como vemos en la figura 4.23. Es un mejor valor de la tensión que se aplica esta vez sobre un área algo mayor, quedando la tensión máxima más repartida. Al igual que en el caso anterior las tensiones en general se encuentran en la mitad en compresión y en especial cerca del doblez, pero de manera más homogénea.

Además observamos tensiones del orden de 1000Mpa cerca de la unión de la chapa con el anclaje, pues al impedir el movimiento se comprime la chapa.

En el caso no lineal es importante hablar sobre la deformación, pues suponemos que una vez superado el límite elástico la pieza modificará su geometría disminuyendo sus tensiones. Se obtiene un desplazamiento nodal máximo de $0,3316\text{mm}$, que es un valor totalmente aceptable.

Para la orientación opuesta a la ideal y suponiendo un comportamiento lineal, se obtiene una tensión máxima de $1781,5\text{Mpa}$. Esta tensión se produce cerca de la zona de aplicación de la fuerza junto al comienzo del doblez de la pieza. Al igual que en la posición ideal al simular la pared de apoyo una mitad de la pieza esta sometida a compresión y se ve claramente como ahora es la mitad izquierda.

Para el caso no lineal la tensión máxima se ve reducida hasta los $1565,5\text{Mpa}$, un 13%, pero pasa de estar focalizado en un punto a estar sobre todo el doblez del lado donde se aplica la fuerza. Y al igual que en el caso lineal toda la mitad de la pieza se ve sometida a una compresión que aumenta las tensiones.

Respecto a la deformada, el desplazamiento nodal es mayor, pero aún en un límite totalmente aceptable pues mide $0,3714mm$ y se produce en la dirección de la fuerza

Para la orientación horizontal se obtienen valores de tensiones muy elevados en la suposición de comportamiento lineal, pues el máximo tensional asciende a $5568,7Mpa$. Estos valores se encuentran justo en el doblez, tanto en la parte derecha como en la izquierda. Pues obviamente por la posición de la fuerza, es la zona más crítica del material. La repartición más o menos equitativa entre parte derecha y parte izquierda, se debe a la simetría del elemento, en los otros modelos de chapa hay un lado que acumula mayor tensión.

Esta tensión elevada es causada en gran medida por la palanca que crea la fuerza, es decir, al aumentar la distancia entre la chapa y el punto de aplicación de la fuerza aumenta el momento que ejerce la misma. Al ser la posición más crítica, esta distancia es la máxima posible pero se recuerda al lector que no es una posición real como ya se explicó.

Para disminuir las tensiones se realiza la simulación para un comportamiento no lineal. En esta situación las tensiones se ven reducidas casi un 42%, pasando a tener un valor máximo de $3184,7Mpa$, localizadas como era de esperar sobre el doblez. Otra región con tensiones intermedias se encuentra cerca de los puntos de aplicación de la fuerza.

Al reducirse tanto las tensiones, es de esperar que los desplazamientos se vean aumentados. De este modo se obtiene un desplazamiento nodal máximo de $23mm$ apreciable sin necesidad de aumentar la deformada como se observa en la figura 4.40.

Este desplazamiento es un cambio significativo en la geometría de la chapa por lo que debería ser cambiada de inmediato. Aun así se observa como el anillo donde se introduce el mosquetón no se ha deformado por lo que la funcionalidad de la chapa no se ha visto mermada.

Recordamos que esta orientación es un caso teórico y solo bajo un cúmulo de situaciones adversas podría ocurrir en la realidad. Además es posible reducir las tensiones al aumentar la deformada, pues en la normativa (UIAA-123) no se especifica nada sobre la misma. Pero desconocemos las propiedades reales del material y solo podemos realizar estimaciones.

Por estos motivos y por trabajar con fuerzas parecidas a las máximas admisibles dadas por el fabricante, se pueden dar como válidos los datos de las tensiones y deformaciones obtenidos en esta simulación aunque a priori parezcan valores elevados.

5.2 Chapa Fixe.

Para la posición ideal obtenemos una tensión máxima de $1341Mpa$, localizada cerca de la unión con el anclaje y en el vértice interior del anillo cerca del punto de aplicación de la fuerza. En la parte del anillo, se encuentran en el vértice que pertenece al doblez pues debido a la geometría de la pieza los últimos tramos de aplicación se realizan sobre el mismo.

Además por estar apoyada en la pared, se observa como la mitad derecha esta sometida a mayor presión debido posiblemente a la compresión.

Si realizamos la simulación para un comportamiento no lineal, se observa como casi no se han modificado las tensiones máximas, pues pasan a ser $1330,5\text{Mpa}$. Siendo la distribución de tensiones pareja a la explicada para el caso lineal. Si estudiamos ahora la deformada, se obtiene un desplazamiento nodal máximo de $0,3117\text{mm}$, que es completamente admisible. Como se observa en la figura 4.53, El desplazamiento se produce en la dirección de la fuerza.

Para la posición opuesta las tensiones son ligeramente mayores, con un valor máximo de $1447,1\text{Mpa}$. Debido a la forma del anillo, las fuerzas no son tan paralelas a la pared y tienden a despegar la chapa de la misma. Por este motivo las tensiones máximas se encuentran en la parte interior del anillo junto al dobléz como muestra la figura 4.55.

Al igual que para la posición ideal, encontramos como una mitad de la pieza esta sometida a mayores tensiones, pero esta vez es la mitad contraria.

Para el caso no lineal la disminución de las tensiones no es elevada, pues se reducen un 1,5% obteniendo $1426,4\text{Mpa}$. Siendo la distribución de las tensiones la misma que la explicada para el caso ideal. En cuanto a la deformada muestra un desplazamiento nodal máximo de $0,27\text{mm}$, siendo algo menor que el obtenido en la orientación ideal.

Para la orientación más crítica serán considerados solo los valores de la segunda simulación, pues la primera simulación tiene los valores distorsionados por la superficie de aplicación de la fuerza como ya se explico.

En la segunda simulación se obtiene un valor máximo de las tensiones de $2952,2\text{Mpa}$, situado en todo el dobléz aunque mayormente en el lado derecho. Para la chapa Faders ya se han explicado los motivos de las tensiones tan elevadas por lo que no será necesario repetirlo.

Respecto a la deformada, se observa como el desplazamiento nodal máximo se produce en el extremo de la chapa y tiene un valor de $20,04\text{mm}$. Y al igual que el razonamiento de las tensiones, para la deformada ya se ha comentado y no será necesario repetirlo.

5.3 Chapa Néstor.

Para esta última chapa se obtiene una tensión máxima de $2358,1\text{Mpa}$ para la posición ideal, siendo el valor mayor de los obtenidos en todas las chapas para esta orientación. La ubicación de estas tensiones se encuentra tanto en el dobléz contrario a donde se ha aplicado la fuerza, como en el interior del anillo que apoya sobre la pared donde la distancia al exterior es menor.

Esta chapa tiene un 25% de reducción en su espesor, por lo que es normal que en las partes críticas (como el doblez) donde la longitud de material es menor, sufra más. Por lo tanto se obtienen las tensiones mayores más repartidas (figura 4.81), y no en puntos concretos como pasaba con los otros modelos.

Si estudiamos el caso no lineal, las tensiones se reducen a $1659,4\text{Mpa}$ pero aumenta su superficie de aplicación. De esta manera queda mejor reflejado como las tensiones máximas se han visto repartidas y no focalizadas.

Respecto a la deformada se observa como el desplazamiento nodal máximo tiene un valor de $1,13\text{mm}$. Es un valor más elevado debido al valor más reducido del espesor. Debido a la geometría de la pieza se estudiaban dos tipos de contacto, el contacto interior implica el movimiento vertical, mientras que el contacto lineal implica un movimiento horizontal que no se encontraba en las otras chapas.

Para la posición opuesta se obtiene un valor de la tensión máxima de $2962,4\text{Mpa}$, pero esta vez focalizada en la parte del doblez cercana a la aplicación de la fuerza. Esto es debido a estar posicionada la fuerza de forma perpendicular al brazo que lo une con el apoyo, por lo que se crea un momento en dos direcciones y no en las tres como ocurría en el caso ideal.

Para el caso no lineal la tensión máxima disminuye un 45% y se obtiene un valor de $1640,5\text{Mpa}$. Al igual que ocurría en la orientación ideal, ahora la superficie de acción de esta tensión máxima es mayor, ocupando todo el doblez izquierdo.

Si estudiamos su deformada, se obtiene un desplazamiento nodal máximo de $0,38\text{mm}$, y se observa como se modifica la pieza en la dirección de la fuerza.

Si observamos ahora la orientación horizontal, se obtiene unos valores muy elevados para el comportamiento lineal del material, pues se obtiene una tensión máxima de 11097Mpa . Situándose estas tensiones en el doblez.

Puesto que es un valor inadmisibles se realiza la simulación suponiendo un comportamiento no lineal del material y se reduce las tensiones un 62%. Se obtiene por tanto un valor de $4267,1\text{Mpa}$ localizado en todo el doblez, invirtiendo el mismo convirtiendo la chapa en un elemento casi plano.

Para este caso la deformada muestra un desplazamiento nodal máximo de $31,17\text{mm}$, pero no se modifica el anillo donde se ha de introducir el mosquetón. Al igual que para las chapas anteriores, los datos obtenidos para el caso horizontal son excesivos. Pero si recordamos los motivos expuestos en el apartado 4.2.5 se han de dar por válidos.

5.4 Verificación de resultados.

A la vista de los resultados obtenidos y con el fin de confirmar la validez de las simulaciones obtenidas, se ha decidido repetir alguna simulación en el entorno clásico de ANSYS

5.4.1 Chapa Faders orientación ideal.

Como se ha visto en el diagrama de tensiones se obtiene un valor máximo de $1704,8\text{Mpa}$, siendo un valor bastante elevado. Repitiendo la simulación desde el principio y repasando los cálculos previos se obtuvo el mismo resultado, por lo que se optó por repetir la simulación pero esta vez en el entorno clásico. Se dispone de más experiencia trabajando con este entorno, por lo que algún posible error sería antes descubierto.

En este nuevo entorno también se exportó la pieza ya generada, se eligió un mallado con elementos solid y se introdujeron las fuerzas suponiendo la función parabólica.

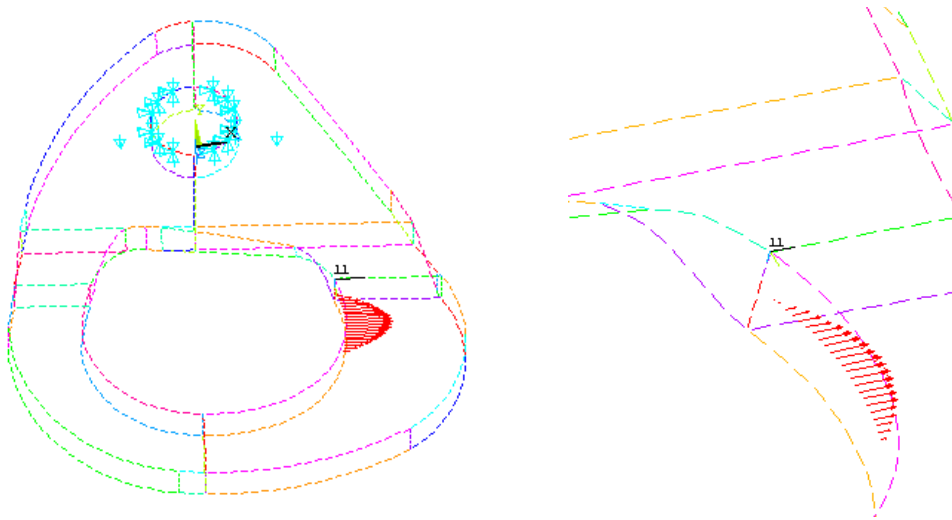


Figura 5.1 - Distribución de la fuerza en el entorno clásico de ANSYS

Al completar la simulación se obtuvo el siguiente diagrama de tensiones:

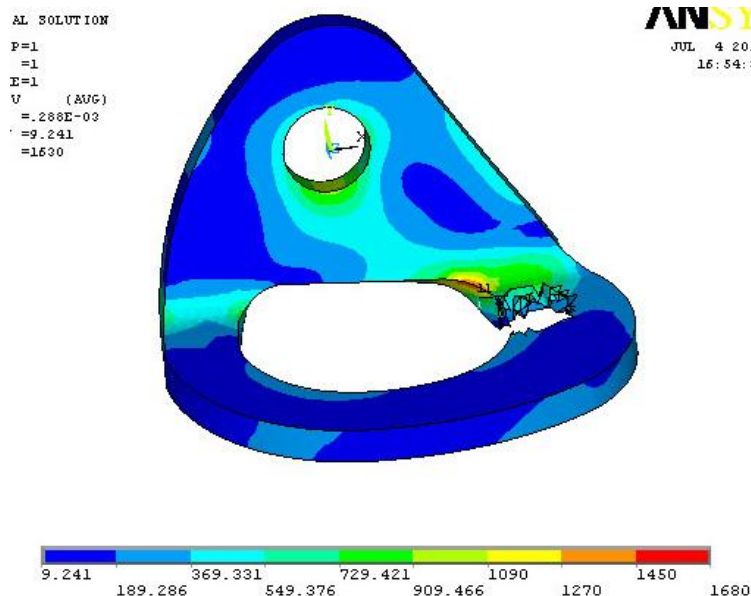


Figura 5.2 - Diagrama de tensiones en el entorno clásico de ANSYS

Obteniendo un valor máximo de 1680Mpa , valor muy parejo al obtenido con el anterior entorno, de esta manera descartamos un error en la utilización del entorno Workbench.

En la figura 5.2, se observa como la pieza no se representa en su totalidad y se le ha recortado segmentos, esto se ha realizado para evitar concentraciones de tensiones en los puntos de aplicación de la fuerza. Al no introducir estos parámetros de forma óptima por ser solo una comprobación, se obtenían valores en la tensión elevados que distorsionaban el diagrama.

A continuación se realizó la comprobación con un comportamiento no lineal en el entorno clásico. Estableciendo de la misma manera un material bilineal cuyo límite elástico era 1200Mpa y su módulo tangente 5000Mpa . Se obtiene la siguiente distribución de tensiones:

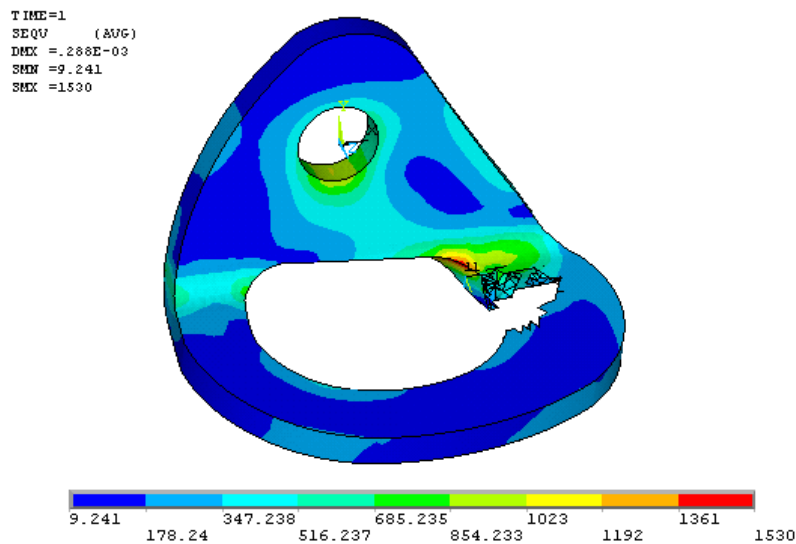


Figura 5.3 - Diagrama de tensiones en el entorno clásico de ANSYS para la chapa Faders en orientación ideal

Si comparamos la figura 4.23 obtenida en Workbench, con la figura 5.3 obtenida en el entorno clásico, observamos gran similitud en los valores pico y en la distribución de las tensiones en la pieza. Al igual que para el caso lineal, se ha ocultado los elementos que distorsionaban el diagrama.

5.4.2 Chapa Faders orientación horizontal.

En esta simulación se obtenían valores muy elevados de la tensión, por lo que se decide realizar también la comprobación en el entorno clásico. Al ser solo una comprobación, se posiciona la fuerza solo en su contacto interior. De esta manera los momentos serán menores y por tanto también las tensiones, pero deberán ser valores próximos al obtenido en Workbench.

Se obtiene el siguiente diagrama tensional para el comportamiento lineal:

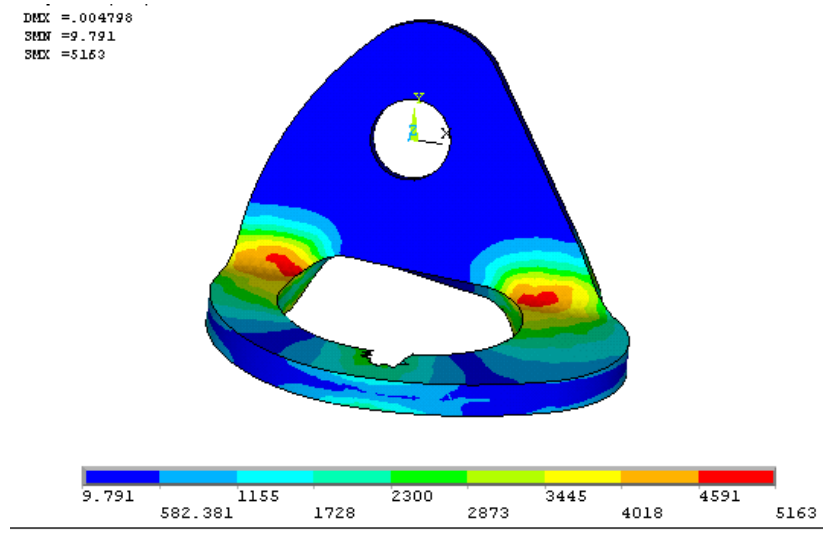


Figura 5.4 - Diagrama de tensiones en el entorno clásico de ANSYS para la chapa Faders, en la orientación horizontal

Se obtienen valores menores debido al posicionamiento de la fuerza, pero cercanos a lo obtenido en el entorno Workbench. Por tanto se da por válida la simulación y la explicación dada con anterioridad.

Para el comportamiento no lineal se obtuvo el siguiente diagrama tensional:

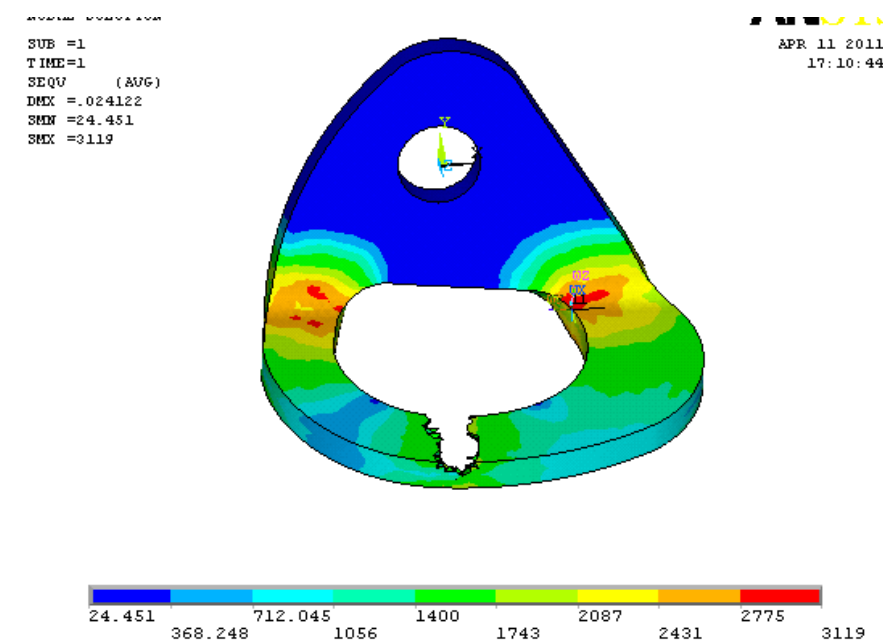


Figura 5.5 - Diagrama de tensiones en el entorno clásico de ANSYS para la chapa Faders, en la orientación horizontal y comportamiento no lineal

Donde las tensiones obtenidas son muy parejas y la diferencia numérica radica en la posición de las fuerzas, pues para la comprobación se introducen de forma menos precisa. Al igual que para casos anteriores, se ha ocultado los elementos que distorsionaban el diagrama.

Aprovechando el modelo en ANSYS clásico, se realizó una simulación suponiendo que la fuerza se ejerce solo en la parte del contacto interior, pues dependiendo de la posición del escalador, esto es totalmente posible.

Como se observa en la figura 5.6, con esta simple modificación se reduce las tensiones casi en un 10%. En un caso real donde las fuerzas produzcan menos momentos o donde las fuerzas tengan menor magnitud, las tensiones son mucho menores y estarán dentro de valores aceptables.

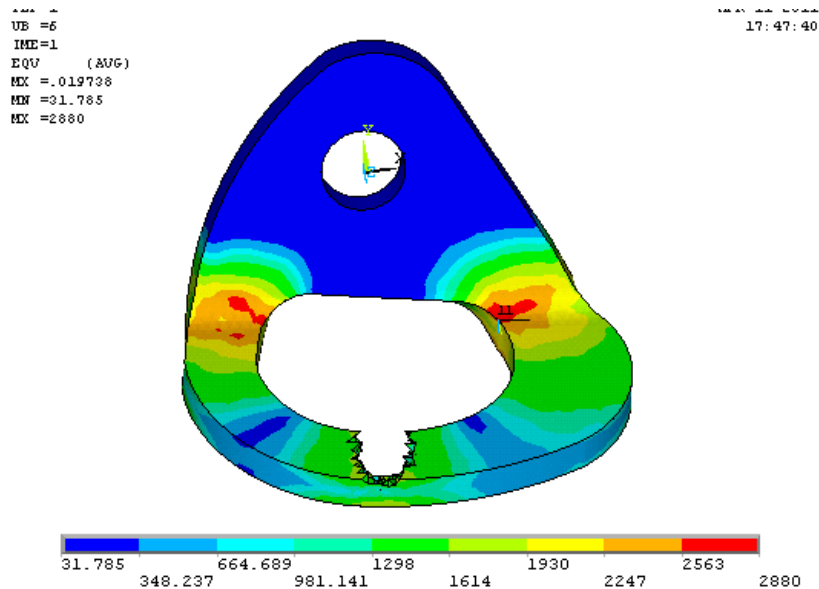


Figura 5.6- Diagrama de tensiones con la fuerza aplicada solo en el interior para la chapa Faders y orientación horizontal.

5.4.3 Chapa Néstor orientación horizontal.

En la chapa Néstor se obtienen los valores más elevados, por lo que se decide realizar una vez más la comprobación en el entorno clásico de ANSYS. Para la comprobación se aplicó la fuerza de forma puntual centrada toda en el contacto interior.

El diagrama tensional obtenido, excluyendo la zona de aplicación de la fuerza (pues distorsionaba el diagrama), es el siguiente:

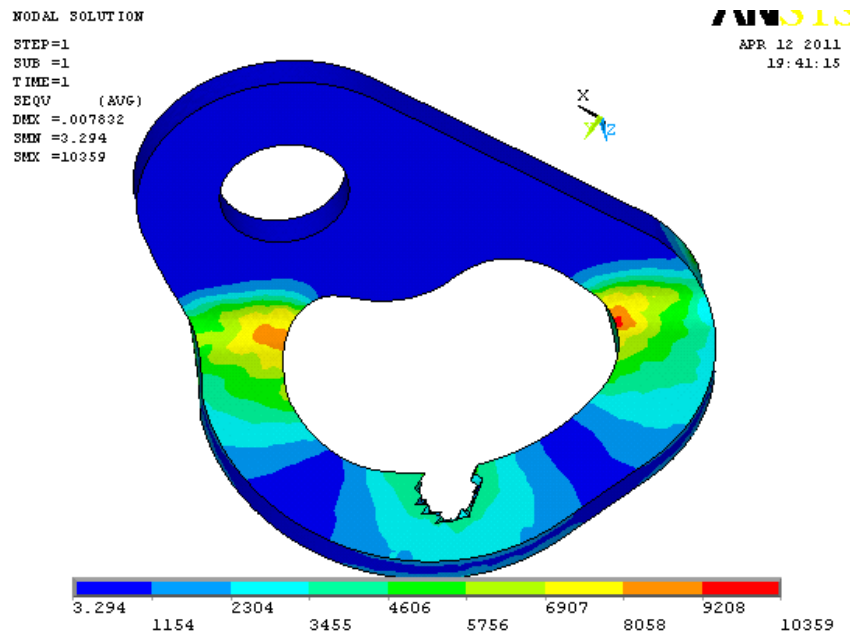


Figura 5.7- Diagrama de tensiones en el entorno clásico de ANSYS para la chapa Nestor y orientación horizontal

Se obtienen valores ligeramente menores por no aplicar fuerzas en la parte exterior de la chapa, pero del mismo orden que lo obtenido con Workbench. Se ha comprobado una vez más lo realizado en el entorno nuevo de ANSYS.

Una vez verificadas las simulaciones, se han de comentar los resultados obtenidos al introducir un freno dinámico en la caída

5.4.4 Resultados aplicando el freno dinámico.

Todas las simulaciones en la que se ha incluido el uso del freno dinámico se han realizado suponiendo un comportamiento del material no lineal. La comparación con las simulaciones sin freno se harán con el mismo comportamiento del material.

En la chapa marca Faders si se compara primero la orientación ideal, se observa una reducción de las tensiones máximas en un 22%, siendo el nuevo valor de la tensión máxima de $1329,9\text{Mpa}$. El desplazamiento nodal pasa a ser $0,1858\text{mm}$, que implica una reducción del 40,4%.

Para la orientación opuesta del mismo modelo de chapa, se observa como la tensión máxima se ha visto reducida en un 10% hasta el valor de $1423,1\text{Mpa}$. El desplazamiento nodal máximo pasa a ser $0,2089\text{mm}$ por lo que se ha reducido en un 43,6%.

Por último para el caso horizontal, el nuevo diagrama de tensiones tiene su valor máximo en $2445,5\text{Mpa}$ lo que supone una reducción del 23,21%. Si se estudia la deformada, se observa a simple vista como la pieza ha modificado mucho menos su geometría. Esta reducción ha sido del 81% pasando de los 23mm a los $4,31\text{mm}$

Cambiando de modelo de chapa y centrándonos en la Fixe, se observa como las tensiones para la orientación ideal se han visto reducidas en un 40,7%, siendo el valor máximo tensional de $788,92\text{Mpa}$. La deformada se ha reducido en un 29,55%, por lo que el desplazamiento nodal máximo es ahora $0,2196\text{mm}$.

Para la orientación opuesta se han visto reducidas las tensiones en el mismo orden que lo hacían en la orientación ideal, un 40%. Se obtiene por tanto un valor máximo de la tensión de $856,65\text{Mpa}$. El desplazamiento nodal máximo pasa a ser ahora $0,1611\text{mm}$, es decir, una reducción del 40,55%

Por último para la orientación horizontal, las tensiones se han visto reducidas en un 37,27% siendo el valor máximo $1851,8\text{Mpa}$. Al igual que para la chapa Faders, se observa a simple vista una importante reducción en la deformada. Pasando de un desplazamiento nodal máximo de $20,04\text{mm}$ a un valor de $4,98\text{mm}$

Para el último modelo de chapa, la marca Néstor, se obtiene un valor de la tensión máxima para la orientación ideal de $1509,9\text{Mpa}$ que supone una reducción del 10%. Si se observa la deformada, el valor del desplazamiento nodal máximo se ha reducido un 48% valiendo ahora $0,596\text{mm}$

En la orientación opuesta a la ideal, se obtiene solo una reducción del 5%, por lo que el valor de la tensión máxima es $1577,1\text{Mpa}$. Para el desplazamiento modal máximo se obtiene un valor de $0,2211\text{mm}$, que supone una reducción del 42%.

Por último, para la posición horizontal se obtiene una reducción del 15% en el valor de la tensión máxima siendo este valor $3691,2\text{Mpa}$. Para este modelo de chapa la disminución en la deformada no es tan evidente pues solo se reduce un 20%, por lo que se obtiene un desplazamiento nodal máximo de $24,81\text{mm}$ que invierte en parte el doblez realizado en la pieza.

Es evidente por tanto, la mejora producida al introducir un sistema de freno dinámico en la caída, pues las tensiones y deformadas se han visto reducidas de manera considerable. La valoración de estos resultados se realizará a continuación en el apartado de conclusiones.

6 Conclusiones y trabajo futuro.

Tras el trabajo realizado durante este proyecto, se pueden analizar los resultados y exponer las siguientes conclusiones

6.1 Conclusiones.

A la vista de los resultados obtenidos, se puede comprobar como la orientación dada por el fabricante como óptima y recogida en la norma UIAA-123, es sin ningún tipo de duda la orientación que mejor soporta la fuerza a la que es sometida la chapa en caso de producirse una caída.

Esta afirmación se basa en los datos obtenidos en los diagramas de tensiones, pues el valor de las tensiones máximas siempre es menor para la orientación ideal. Además se obtiene en general un valor del desplazamiento nodal máximo menor para la orientación óptima. En un par de casos puntuales esta magnitud es mayor, pero se aplica a un número menor de nodos, por lo que es una situación más favorable.

Se estudió la orientación horizontal aún sabiendo que era un caso principalmente teórico, pero era la manera de someter a la chapa a su situación más crítica. Al obtener los diagramas de tensiones para cada chapa en esta orientación, se observó como los valores de estas eran demasiado elevados.

Al margen de no tener las propiedades reales del material y poder realizar así una simulación que se ajuste totalmente a un caso real, los datos obtenidos alertan del peligro que supone colocar las chapas en esta orientación.

Por otro lado se ha estudiado como varía el comportamiento de la chapa al introducir un sistema de frenado dinámico en la caída. Con este tipo freno, los diagramas de tensiones obtenidos son menores, aumentando la vida útil de la chapa.

Debido a la importancia que tiene este elemento, pues la integridad del escalador depende directamente de él, es necesario el uso de un sistema dinámico como freno asegurador.

Otro tema interesante es analizar las distintas geometrías de las chapas y analizar en función de los resultados, cual tiene un mejor comportamiento. La comparación se realizará entre la chapa Faders (simétrica) y la chapa Fixe (no simétrica) por tener el mismo espesor, considerando exclusivamente la orientación ideal y la opuesta.

Para el modelo de chapa simétrica, se observa como la variación de las tensiones máximas entre la orientación ideal y la opuesta, es casi inapreciable pues los valores son 1550Mpa y 1565Mpa respectivamente. Siendo esta diferencia del 1% del valor de la tensión máxima.

Para el modelo no simétrico la variación entre tensiones máximas tiene un valor más elevado pues alcanza el 8%, siendo las tensiones 1330Mpa para la orientación ideal y 1426Mpa para la opuesta.

Para este último modelo se han obtenido valores de la tensión menores, pero no se tomará este valor como relevante para la comparación, pues no solo depende de la simetría de la chapa sino también del tamaño de la misma.

Para la comparación se supondrá un caso hipotético, donde la suma de las tensiones máximas de la orientación ideal y la opuesta sea 3000Mpa . Con esta suposición en la chapa simétrica se tendrían unas tensiones de 1530Mpa y 1470Mpa , y en la no simétrica 1630Mpa y 1380Mpa .

Por lo tanto, en las vías donde la chapa tenga un buen mantenimiento o por condiciones de la pared mantenga la orientación ideal, se recomienda el uso de un modelo de chapa no simétrico. Por el contrario en vías donde la pared sea poco rugosa o de roca blanda y sea posible el giro de la chapa, es recomendable emplear chapas con geometría simétrica.

Además se ha de recordar que se ha obtenido una expresión de la dinámica de la caída y se han estudiado las variables de las que depende. Pero no se ha profundizado en el estudio de estas variables ni en realizar modificaciones en las mismas que mejoren la vida útil de los anclajes, esto sería necesario en un trabajo futuro.

6.2 Trabajo futuro.

Como ya se ha comentado, en este proyecto se han sentado las bases necesarias para realizar modificaciones en la geometría de la chapa o incluso se han establecidos unos valores iniciales de deslizamiento y rozamiento para iniciar el diseño de un nuevo sistema de frenado.

Las modificaciones en la chapa estarían orientadas a mejorar y optimizar el contacto entre chapa y mosquetón. De esta manera con una buena distribución de la fuerza se evitaría concentrar tensiones en puntos determinados de la chapa y la tensión se repartiría más. Además se podría aumentar el espesor o reforzar las zonas donde se ha visto que las tensiones eran mayores, como ocurría en la superficie de la chapa que pertenecía al doblez.

Sería interesante continuar con el estudio de la orientación más crítica y encontrar una buena solución para reducir las tensiones, pues disminuiría el riesgo al escalar en vías donde se desconoce el mantenimiento de las mismas y quien las ha equipado.

Por otro lado al disponer de las ecuaciones de la dinámica de la caída tanto con freno dinámico como sin él, se podría profundizar en los parámetros más relevantes y optimizar si fuera posible los elementos usados en la escalada, como por ejemplo cuerdas más finas pero más resistentes.

Además al disponer de estas ecuaciones se podría obtener la fuerza de rozamiento que es necesaria crear en el freno dinámico, para no superar ciertos límites en las fuerzas que se aplican finalmente sobre las chapas. Con estas fuerzas de rozamiento mínimas sería posible iniciar el diseño de un sistema de frenado que fuese dinámico y automático, con la mejora en la seguridad que esto conlleva.

Presupuesto

El coste de la realización del presente proyecto, se basará principalmente en el coste del personal y la parte proporcional de los equipos y material necesitado.

Los costes de personal están basados en el trabajo realizado por un ingeniero durante la duración del proyecto, seis meses, con un número medio de horas mensual de 90 horas y un coste por hora de 20,53 € / hora.

El equipo necesario es un ordenador personal con licencias actualizadas de los programas de cálculo ANSYS v.12 y Solid Edge. Además de las piezas sometidas al estudio y del material necesario para el ensayo realizado.

En el presente proyecto no hay ninguna tarea subcontratada. Siendo los gastos indirectos el 20% del total.

Teniendo en cuenta todos estos datos y según el desglose que se adjunta a continuación, se puede determinar que el presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de quince mil trescientos quince (15.315 €) euros.

Leganés, Julio de 2011

El ingeniero proyectista

Fdo. Víctor Mira Arévalo



PRESUPUESTO DE PROYECTO

1.- Autor:
Víctor Mira Arévalo

2.- Departamento:
Ingeniería Mecánica

3.- Descripción del Proyecto:
- Título: Estudio tensional de los anclajes de escalada frente a una caída estática o dinámica.
- Duración (meses): 6
Tasa de costes indirectos: 20%

4.- Presupuesto total del Proyecto (valores en Euros):
15.315 Euros

5.- Desglose presupuestario (costes directos)
PERSONAL

Apellidos y nombre	N.I.F. (no rellenar - solo a título informativo)	Categoría	Dedicación (hombres mes) a)	Coste hombre mes	Coste (Euro)	Firma de conformidad
Víctor Mira Arévalo	xxxxxxxx	Ingeniero	4,11	2.694,39	11.073,94	
					0,00	
					0,00	
					0,00	
					0,00	
Hombres mes 4,11				Total	11.073,94	

a) 1 Hombre mes = 131,25 horas. Máximo anual de dedicación de 12 hombres mes (1575 horas)
Máximo anual para PDI de la Universidad Carlos III de Madrid de 8,8 hombres mes (1.155 horas)

EQUIPOS

Descripción	Coste (Euro)	% Uso dedicado proyecto	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación	Coste imputable ^{d)}
Ordenador personal	1.000,00	70	8	60	84,17
Licencia Software ANSYS	37.000,00	60	4	60	1.480,00
Licencia Software Solid Edge	15.000,00	40	1	60	100,00
Elementos modelados	20,00	100	2	60	0,67
Material del ensayo	200,00	100	1	60	3,33
					0,00
Total					1.648,17

d) Fórmula de cálculo de la Amortización:

$$\frac{A}{B} \times C \times D$$

A = nº de meses desde la fecha de facturación en que el equipo es utilizado
B = periodo de depreciación (60 meses)
C = coste del equipo (sin IVA)
D = % del uso que se dedica al proyecto (habitualmente 100%)

SUBCONTRATACIÓN DE TAREAS

Descripción	Empresa	Coste imputable
Total		0,00

OTROS COSTES DIRECTOS DEL PROYECTO^{e)}

Descripción	Empresa	Costes imputable
Alquiler de la instal. para el ensayo	Ayuntamiento Valdemoro	40,00
Total		40,00

e) Este capítulo de gastos incluye todos los gastos no contemplados en los conceptos anteriores, por ejemplo: fungible,

6.- Resumen de costes

Presupuesto Costes Totales	Presupuesto Costes Totales
Personal	11.074
Amortización	1.648
Subcontratación de tareas	0
Costes de funcionamiento	40
Costes Indirectos	2.552
Total	15.315

Bibliografía

- [1] LUEBBEN, Craig. *Escalada en Roca: Manual para el dominio de las técnicas básicas de escalada en polea, deportiva, clásica y búlder*. 1ª edición. Madrid: Tutor S.A, 2004. 307p. ISBN: 84-7902-568-9
- [2] DESNIVEL. *Seguridad en los mosquetones [en línea]* Disponible en Web < <http://desnivel.com/escalada/material/seguridad-en-los-mosquetones>> [Consulta : 4 de Mayo de 2011]
- [3] GONZALEZ, Curro. *Curso de mantenimiento de rocódromos, imp.* 2008.
- [4] SCHUBERT, Pit. *Seguridad y riesgo: Análisis y prevención de accidentes de escalada*. 2ª edición. Madrid: Desnivel 2001. 331p. ISBN: 84-87746-71-3
- [5] HILTI. *Instrucciones de montaje para anclajes [En línea]* Disponible en Web < <http://www.hilti.es>> [Consulta : 4 de Mayo de 2011]
- [6] Norma UIAA *Rock Anchors [Anclajes en roca]* Código123: 2008.
- [7] UIAA. *Rock Anchors [Anclaje en roca] [en línea]* Disponible en Web < http://www.theuiaa.org/safety_labels_products.php> [Consulta: 6 de Mayo de 2011]
- [8] KOMANDO NORTE. *Cuerdas de escalada [en línea]* disponible en Web < <http://komandonorte.homelinux.com/articulos/cuerdas-de-escalada/2/>> [Consulta : 10 de Mayo de 2011]
- [9] *Introducción al método de los elementos finitos [en línea]*. Disponible en Web <<http://www.prodesores.frc.utn.edu>> [Consulta : 20 de Mayo 2011]
- [10] ANSYS. *Workbench plataafform [en lineal]*. Disponible en Web <<http://www.ansys.com>> [Consulta : 21 de Mayo de 2011]
- [11] BEAL. *Lo que ocurre en el último punto, el efecto polea [en línea]* disponible en Web < http://www.bealplanet.com/portail-2006/index.php?page=force_choc&lang=es> [Consulta : 10 de enero de 2011]

